



**Escola Politècnica Superior
de Castelldefels**

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

TREBALL DE FI DE CARRERA

TÍTOL DEL TFC: Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador

TITULACIÓ: Enginyeria Tècnica Aeronàutica, especialitat Aeronavegació

AUTOR: Ana M^a Fernández García

DIRECTOR: Josep Ignasi Rojas Gregorio

DATA: 6 de Juliol de 2006

Título: Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador

Autor: Ana M^a Fernández García

Director: Josep Ignasi Rojas Gregorio

Data: 6 de Juliol de 2006

Resum

El propósito de este trabajo de Final de Carrera es el de obtener una curva que muestre la relación existente entre dos variables fundamentales de los ventiladores, el caudal que pueden mover respecto del aumento de presión que son capaces de generar. Estas dos variables son muy importantes a la hora de elegir un ventilador adecuado a las propias necesidades puesto que en el mercado existen una gran variedad de tipos de ventiladores que pueden ser clasificados de muy diversas formas. La curva que relaciona el caudal con el aumento de presión es la denominada curva de rendimiento o curva característica de un ventilador y puede depender además de otros parámetros como pueden ser la inclinación de las palas o el régimen de giro del ventilador. Este último es muy importante, y, por ello, en este trabajo en vez de realizarse una sola curva de rendimiento se han realizado dos curvas con dos regímenes de giro distintos.

Para obtener dichas curvas ha sido necesario realizar una serie de simulaciones con software CFD variando los valores de presión total a la entrada y obteniendo de esta manera una serie de datos de incrementos de presión y caudal que permiten obtener los puntos que posteriormente son tratados y graficados para una mejor comprensión.

En los primeros apartados de este trabajo hay una breve introducción a los ventiladores y sus distintos tipos y clasificaciones. También se explica algo de teoría sobre las curvas de rendimiento y sus posibles variaciones según los distintos parámetros que son tenidos en cuenta. En apartados posteriores se explican cuales son las herramientas y métodos utilizados para realizar las simulaciones y posteriormente se muestran los resultados obtenidos en las simulaciones, las curvas de rendimiento y las comparaciones realizadas entre los dos regímenes de giro.

Title: Simulation of a fan performance curve

Author: Ana M^a Fernández García

Director: Josep Ignasi Rojas Gregorio

Date: July, 13th 2006

Overview

The purpose of the present work is to obtain a plot which represents the relationship that exists between two fundamental variables of the fans, the volumetric flow that they can move versus the pressure rise that they are able to generate. These two variables are very important when choosing a fan adapted to our personal needs because in the market there is a great variety of fans that can be classified in several forms. The curve that links the flow and the pressure rise is named fan performance curve and may depend also on other parameters like the blade angle or the rotational velocity of the fan, the last one being very important. That is why in this work instead of doing one single performance curve we have done two of them.

In order to obtain these curves it has been necessary to realize a series of simulations with CFD software varying the values of total pressure at the inlet. This way, the necessary pressure rise and flow data have been obtained, which permit to obtain the points that will be treated and put in a plot for a better understanding.

In the first sections of this work there is a brief introduction about fans, their different kinds and classifications. Also a little is explained about fan performance curves and their possible variations depending on the different parameters that are taken into account. In the last sections there is an explanation about the tools and methods that have been used while doing the simulations, the performance curves and the comparatives between the two different rotational velocities of the fan.

A Pep, Daniel y Luis, por su paciencia y porque sin su ayuda no habría podido realizar este trabajo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
1. VENTILADORES	2
1.1. Tipos de fans	2
1.1.1. Configuración de un ventilador axial	4
2. CURVAS DE RENDIMIENTO	6
2.1. Presión dinámica y presión total	8
2.3. Potencia	10
2.4. Otros	10
3. CONSIDERACIONES PREVIAS	13
3.1. Parámetros del ventilador	13
3.2. Método.....	14
3.2.1. Etapas del método de elementos finitos	15
3.2.2. Aplicación del MEF en aerodinámica	16
3.3. Software	17
3.3.1. Fluent Solver	17
4. SIMULACIÓN.....	19
4.1. Parámetros de inicialización	19
4.1.1. Condiciones iniciales	19
4.1.2. Turbulencia.....	19
4.1.3. Régimen de giro	19
4.1.4. Condiciones de contorno	20
4.2. Iteraciones y residuales	21
5. RESULTADOS.....	22
5.1. Grupo A.....	22
5.1.1. Presión total	24
5.1.2. Presión estática	24

5.1.3. Caudal.....	25
5.1.4. Curva de rendimiento	27
5.2 Grupo B	29
5.2.1. Presión total	30
5.2.2. Presión estática	31
5.2.3. Caudal.....	32
5.2.4. Curva de rendimiento	33
5.3. Comparativa.....	34
5.4. Grupo C	37
6. CONCLUSIONES	40
BIBLIOGRAFÍA	42

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores son elementos indispensables en muchas aplicaciones técnicas, es por ello que existen diversos tipos de ventiladores según la aplicación deseada. Se pueden clasificar los ventiladores según su función o sus características y la elección de un ventilador adecuado implica conocer además dos variables concretas: caudal que se desea mover y aumento de presión que se quiere generar.

El propósito de este trabajo es obtener una curva que muestre la relación existente entre estas dos variables, la denominada curva de rendimiento. Para ello se han realizado una serie de simulaciones utilizando software CFD y de ellas se han extraído los valores necesarios de presión y caudal.

Además, las curvas de rendimiento varían en función del régimen de giro del ventilador, por ello se han buscado las curvas de rendimiento para dos regímenes de giro distintos de manera que pueda realizarse una comparación posterior.

Este trabajo representa la continuación de un trabajo realizado por otro estudiante de esta universidad [1], se ha utilizado el ventilador que él diseñó, un ventilador axial en una configuración concreta de todas las que se probaron en el anterior trabajo de manera que en este caso se han realizado simulaciones sobre un solo ventilador buscando encontrar puntos concretos de la curva de rendimiento de presión versus caudal.

El trabajo se estructura en las siguientes partes:

- 1- Breve introducción a los ventiladores y conceptos teóricos sobre curvas de rendimiento: tipos de ventiladores, clasificación y posibles configuraciones de ventiladores, que son las curvas de rendimiento, ejemplos reales, etc.
- 2- Herramientas y métodos para realizar las simulaciones: características del ventilador, método y software utilizados.
- 3- Valores utilizados en las simulaciones: condiciones iniciales, de contorno, número de iteraciones, etc.
- 4- Análisis de los resultados: curvas de rendimiento obtenidas, comparación de las curvas, etc.
- 5- Conclusiones

1. VENTILADORES

Un ventilador es una maquina rotativa que transfiere movimiento al aire o a cualquier otro fluido. Se puede definir como una turbomáquina que transmite al fluido la energía necesaria para generar una sobrepresión en un flujo continuo.

El hecho de que el término ventilador tenga un significado tan amplio dificulta la clasificación. Llamamos ventilador por lo general a todos los aparatos que cumplen con la definición anterior sin plantearnos el hecho de que tras una clasificación más concreta se observa que un ventilador es en realidad un caso particular de este tipo de máquina. Por ello, para distinguir, entre el caso general y el particular, es más cómodo, en adelante hablar de fan al hacer referencia al caso general.

1.1. Tipos de fans

En la actualidad existen distintos tipos de fans que pueden clasificarse según diversos criterios:

a) En función del aumento de presión que son capaces de producir:

- Ventiladores ($P < 6.9$ kPa)
- Blowers ($6.9 < P < 19.6$ kPa)
- Turbocompresores ($P > 19.6$ kPa).

b) En función del caudal que mueven y la dirección que toma el flujo a su paso: podemos hablar de centrífugos, transversales, axiales y helicocentrífugos.

- Centrífugos (fig. 1.1): el aire sigue una dirección axial a la entrada pero paralela a un plano radial a la salida, estos fans mueven cantidades de flujo reducidas produciendo incrementos de presión elevados.

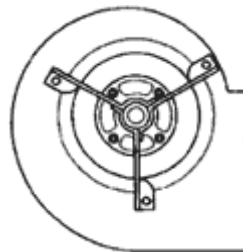


Fig. 1.1. Centrífugo

- Axiales (fig. 1.2): el aire sigue una trayectoria tanto a la entrada como a la salida según superficies cilíndricas coaxiales, mueven un caudal elevado con un incremento de presión bajo.

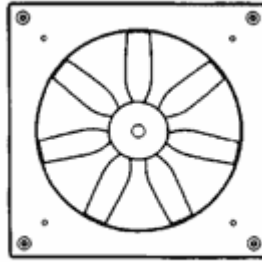


Fig. 1.2. Axial

- Transversales (fig 1.3): la trayectoria del aire es normal al eje tanto a la entrada como a la salida, su caudal es muy reducido y provocan un incremento de presión medio.

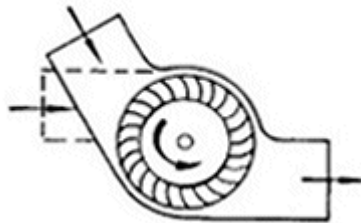


Fig. 1.3. Transversal

- Helicocentrífugos (fig. 1.4): son fans intermedios en los que el aire entra como en los axiales y sale como en los centrífugos, por tanto su caudal será medio así como el incremento de presión.

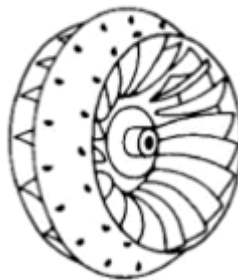


Fig. 1.4. Helicocentrífugo

c) En función de su situación: existen los fans circuladores de aire, montados en diafragma y de conducto.

- Los circuladores de aire o de flujo libre son aquellos fans que rotan en un espacio en el que el aire no está restringido.
- Los montados en diafragma son aquellos que transfieren el aire de una habitación a otra

- Los de conducto son los que obligan al flujo a circular por un conducto haciendo que entre y salga en dirección axial. De éstos últimos podemos distinguir además tres tipos, los impulsores en los que sólo está entubada la salida, los extractores en los que sólo está entubada la entrada y los tubulares en los que están entubadas tanto la entrada como la salida.

Podríamos encontrar otros tipos de clasificaciones como por ejemplo según las condiciones de funcionamiento o el sistema de accionamiento pero a efectos de este trabajo las clasificaciones anteriores son las más importantes.

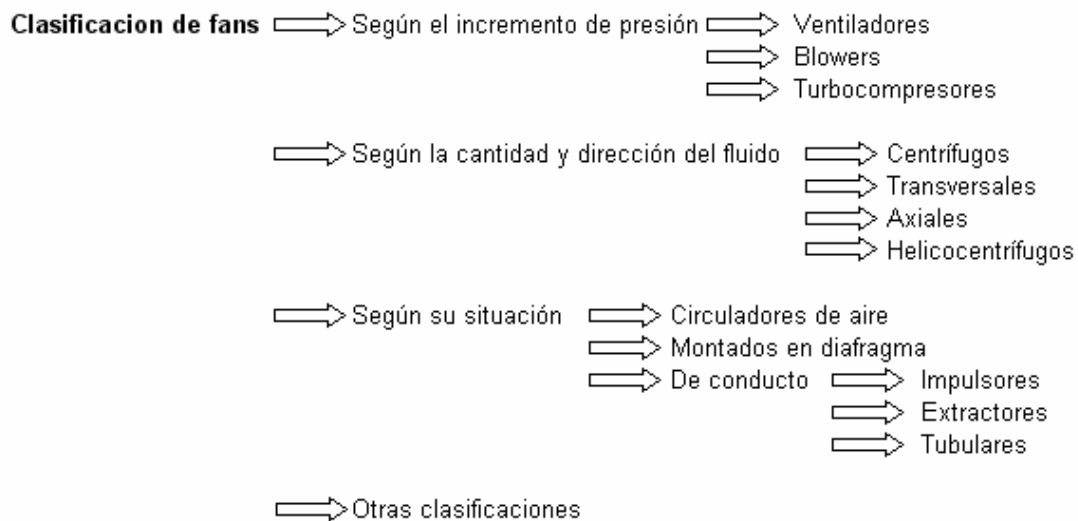


Fig. 1.5. Clasificación de los fans

1.1.1. Configuración de un ventilador axial

Como ya se ha comentado anteriormente en este tipo de ventiladores el fluido sigue una trayectoria paralela al eje del ventilador, sin embargo, al pasar por el rotor el fluido adquiere también una componente tangencial de velocidad que se traduce en una presión dinámica que no podrá ser aprovechada y que por tanto implicará unas pérdidas en el aumento de presión total.

Por ello, es importante tener en cuenta esta componente tangencial de la velocidad e intentar evitarla cuanto sea posible. Debido a esto existen distintas configuraciones de ventiladores axiales que permiten reducir e incluso prácticamente anular esta velocidad no deseada.

- 1) Rotor: Esta configuración consta solamente de los álabes rotatorios para transmitir el incremento de presión de manera que toda la componente tangencial de la velocidad es desaprovechada.

- 2) Pre-rotators + Rotor: Esta configuración incorpora unos estatores previos al paso del fluido por el rotor. Al pasar el fluido por estos estatores adquiere una componente tangencial que tiene sentido opuesto a la que más tarde adquirirá en el rotor. Esta configuración, sin embargo, presenta una enorme complejidad por la dificultad de conseguir que las magnitudes de ambas velocidades tangenciales sean las mismas.
- 3) Rotor + Straighteners: Esta configuración incorpora unos estatores a la salida del fluido del rotor que eliminan la componente tangencial de la velocidad convirtiendo la presión dinámica en un incremento de presión estática.
- 4) Pre-rotators + Rotor + Straighteners: Esta configuración incorpora estatores tanto a la entrada como a la salida del rotor, hecho que permite una mejor eliminación de la componente tangencial.
- 5) Rotores Contra-rotatorios: Esta configuración consta de dos rotores que giran cada uno en un sentido, de esta manera la velocidad tangencial del primer rotor es eliminada por el segundo. Esta configuración esta especialmente indicada para instalaciones que requieran un elevado aumento de presión.

De todas estas configuraciones la más interesante es la 4 puesto que es la que ofrece unas condiciones del fluido mejores, es por esto que en este trabajo las simulaciones se han realizado con un ventilador axial en configuración de Pre-rotators + Rotor + Straighteners (PRS).

2. CURVAS DE RENDIMIENTO

La curva de rendimiento o curva característica de un ventilador es un gráfico en el que se muestra el rango de incrementos de presión que el ventilador es capaz de generar en función del caudal que se requiera. Para obtener dicho gráfico es necesario ir variando el caudal desde el punto de caudal máximo (caudal a descarga libre) hasta el punto en el que el caudal es nulo. Además, es importante conocer otros parámetros del ventilador, como por ejemplo la velocidad de giro, la eficiencia o los niveles de ruido que produce.

También resulta importante definir correctamente los parámetros ambientales en los que la curva va a obtenerse, ya que, el comportamiento de un ventilador varía mucho con el estado atmosférico, es decir, con la presión y la temperatura ambiente de forma que normalmente se toman como valores estándar una presión de 101325 Pa, una temperatura de 20°C y una densidad del aire de 1.293 kg/m³. Estos valores son orientativos y puede crearse una curva de rendimiento con otros valores de referencia sin embargo resulta imprescindible que siempre se den estos tres datos junto con la curva.

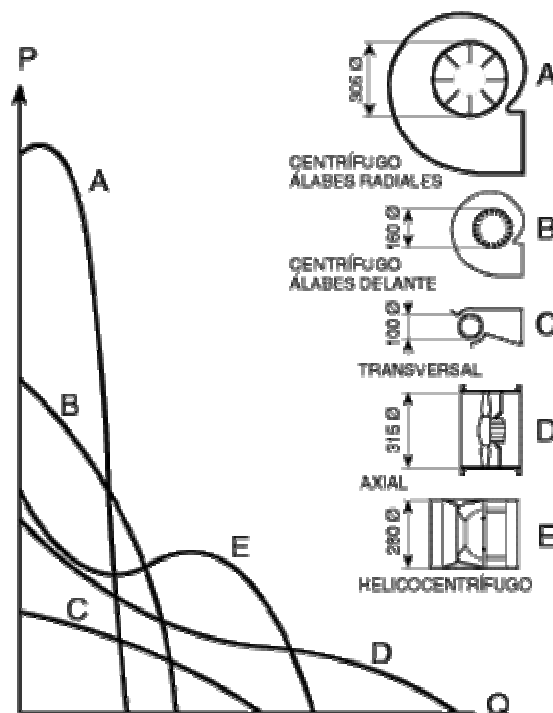


Fig. 2.1. Curvas características tipo en función del tipo de ventilador

El hecho de que existan diferentes tipos de ventiladores implica que también existirán distintos tipos de curvas de rendimiento. En la fig. 2.1 se observan dichas curvas, se puede observar que los ventiladores centrífugos (A y B) generan incrementos de presión mayores con caudales reducidos mientras que los transversales y axiales (C y D) generan incrementos de presión menores pero son capaces de mover mayores cantidades de aire. Los helicentrífugos proporcionan un caudal y una presión intermedios.

En el presente trabajo nos centraremos únicamente en la curva de rendimiento de los ventiladores axiales debido a que las simulaciones se han realizado con un ventilador de este tipo.

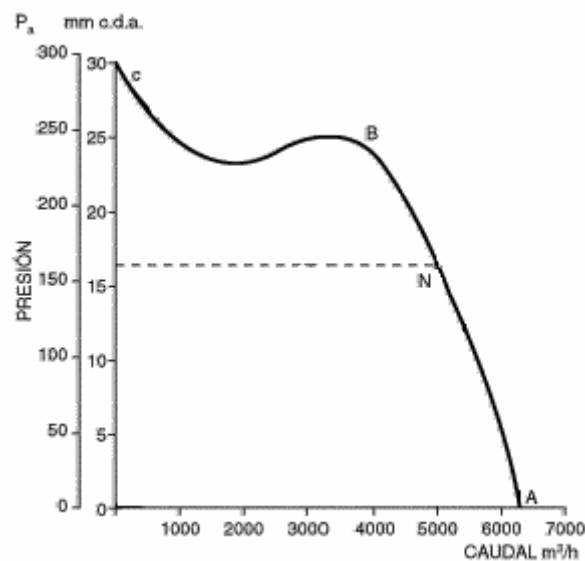


Fig. 2.2. Curva de rendimiento tipo

En la fig. 2.2 se puede observar una curva de rendimiento tipo de un ventilador de flujo axial en la que se grafica el incremento de presión estática en función del caudal. En cuanto al régimen de uso, es importante notar que entre B y c la curva es bastante inestable, existen puntos en los que obtenemos un incremento de presión menor con una reducción de caudal. Esto lleva a concluir que la zona de funcionamiento ideal del ventilador es la que queda entre A y B y es por ello que muchas empresas que comercializan ventiladores solamente muestran este tramo de la curva, hecho que se puede observar en la figura 2.3 ya que el caudal mínimo que aparece en la gráfica es algo menor de 4375 m^3/h .

En la fig. 2.2 se observa también que para unas pérdidas determinadas sólo existe un punto posible de funcionamiento del ventilador, siempre hablando ya de la zona de funcionamiento ideal. En este caso para unas pérdidas de carga de 16 mm c.d.a. (160 Pa) se obtiene el punto N.

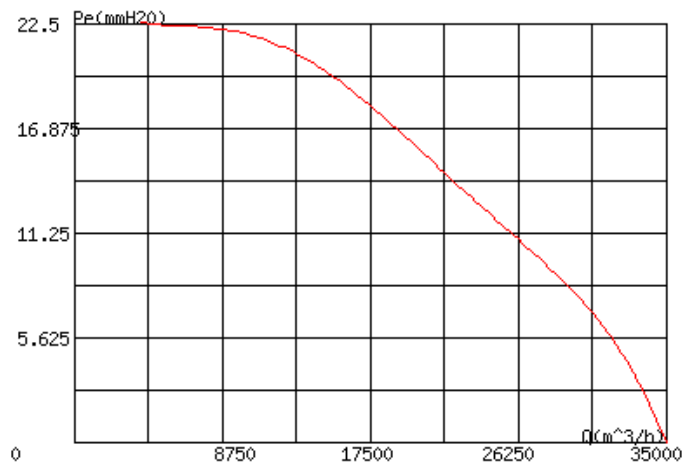


Fig. 2.3. Curva de rendimiento de un ventilador comercial

En la fig. 2.3 se puede observar la curva de rendimiento de un ventilador comercial de la marca Sodeca, en concreto se trata del HCT-100-8T-3/AL/GALV/-40°C, es un ventilador axial de conducto utilizado en conductos de congelación. Su diámetro es de 1,07 m. Esta curva se ha obtenido a 720 rpm, con una temperatura de 20°C, una densidad del aire de 1.2046 kg/m³ y una presión atmosférica de 101325 Pa.

Todas las curvas mostradas hasta ahora (fig. 2.1 a fig. 2.3) son curvas de una cierta simplicidad debido a que únicamente se presenta la relación entre caudal y presión estática, sin embargo, en la realidad, muchas veces se pueden encontrar curvas bastante más complejas de distintos tipos como las que se pueden ver a continuación.

2.1. Presión dinámica y presión total

En ciertas ocasiones, en la misma gráfica se presenta también el incremento de presión dinámica así como la suma de ambas presiones (presión total). En la fig. 2.4 se puede observar la misma gráfica que en la fig. 2.2 pero ampliada con las presiones dinámica y total.

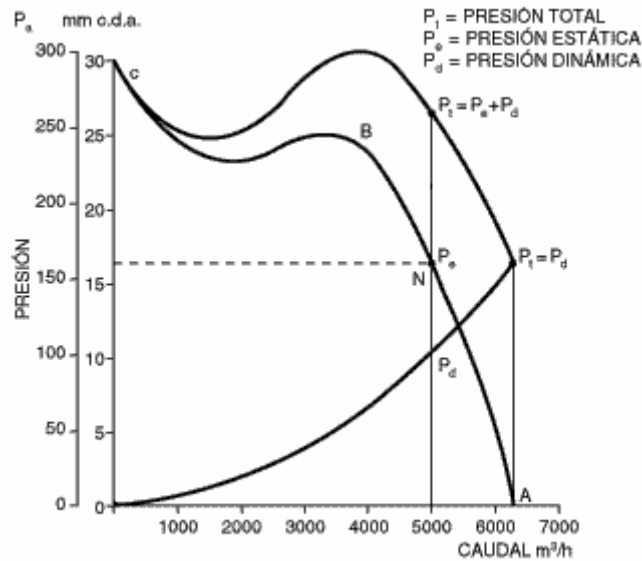


Fig. 2.4. Curva de rendimiento con P_e , P_d y P_t

2.2. Revoluciones

La mayoría de ventiladores pueden operar en distintas configuraciones de velocidad angular de modo que en muchas curvas de rendimiento se pueden observar las curvas correspondientes a distintas velocidades angulares, en el presente trabajo se presentará la curva de rendimiento del ventilador para dos configuraciones de velocidad distintas.

Se observa además que un aumento en el régimen de giro provoca un aumento en el caudal y el incremento de presión generados como es el caso mostrado en la fig. 2.5 y es importante notar que en condiciones normales de trabajo el aumento del caudal es directamente proporcional a la velocidad de giro mientras que el incremento de presión varia con el cuadrado de esta velocidad.

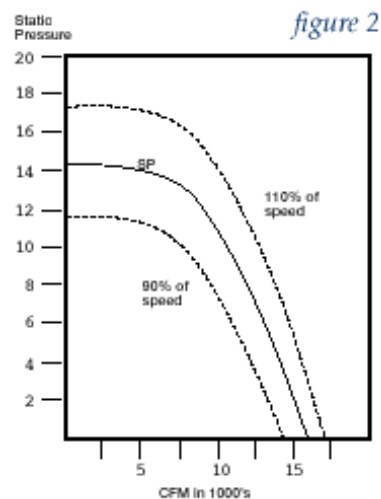


Fig. 2.5. Curva de rendimiento con diferentes regímenes de giro.

2.3. Potencia

En algunas curvas de rendimiento se pueden observar líneas de potencia suministrada al ventilador. De esta manera se puede saber también en que punto va a trabajar buscando dónde corta con la curva de caudal – presión estática.

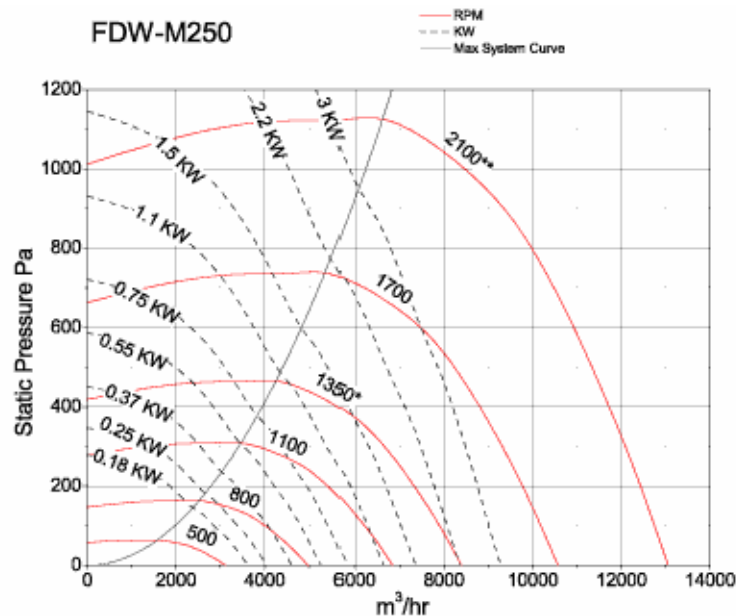


Fig. 2.6. Curva de rendimiento con diferentes potencias suministradas

En el caso de la fig. 2.6 se pueden observar además de las líneas de potencia las curvas de rendimiento para diferentes velocidades de giro. La línea gris continua representa el límite a partir del cual el ventilador entra en la zona inestable y por tanto la zona de funcionamiento del ventilador será la que se encuentra a la derecha de esta línea.

2.4. Otros

Existen otros parámetros que también son graficables en la curva de rendimiento como pueden ser la eficiencia, los niveles de ruido, los ángulos de las palas en los casos en que las palas pueden variar su ángulo así como cualquier otra característica que pueda considerarse necesaria para elegir el ventilador adecuado.

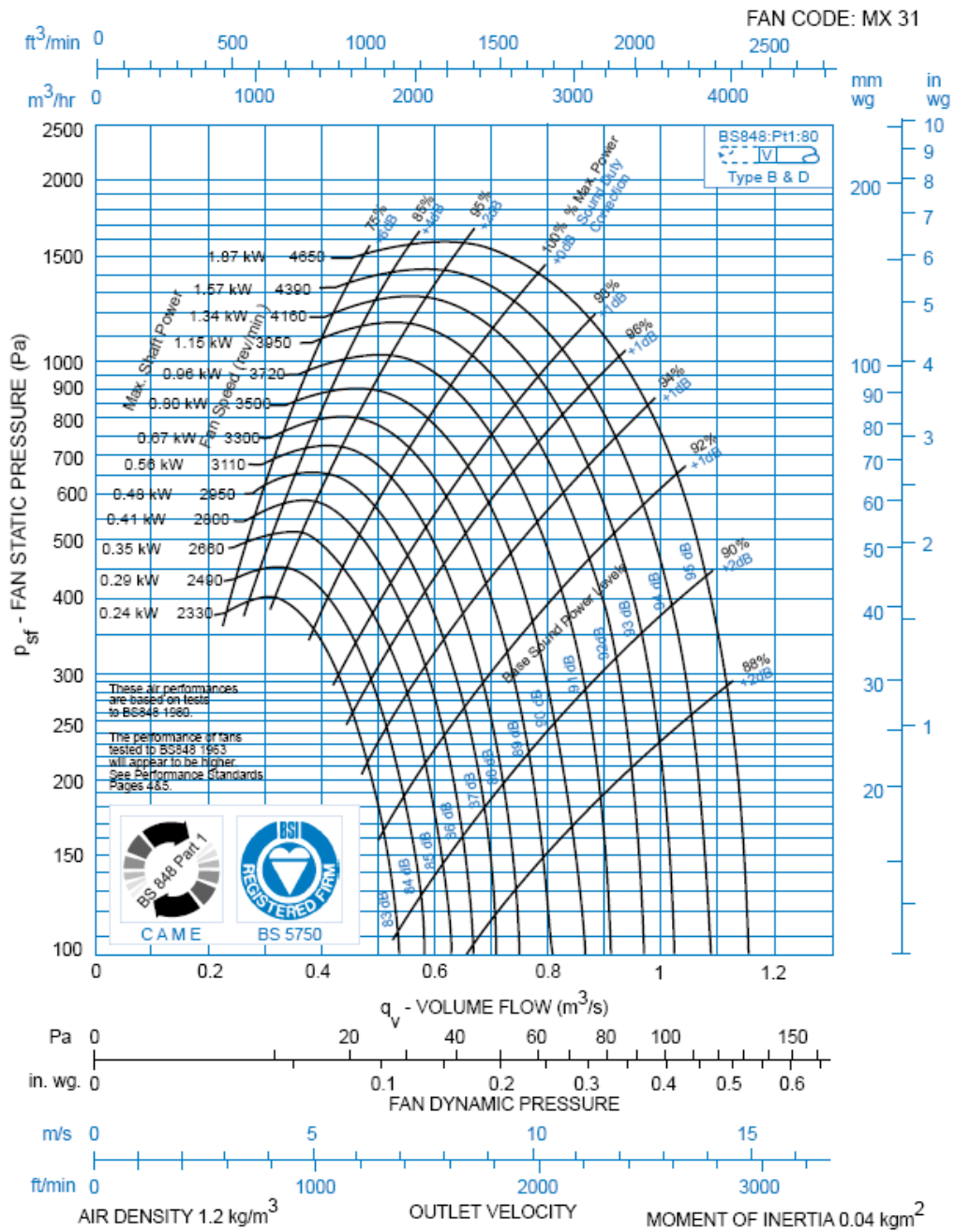
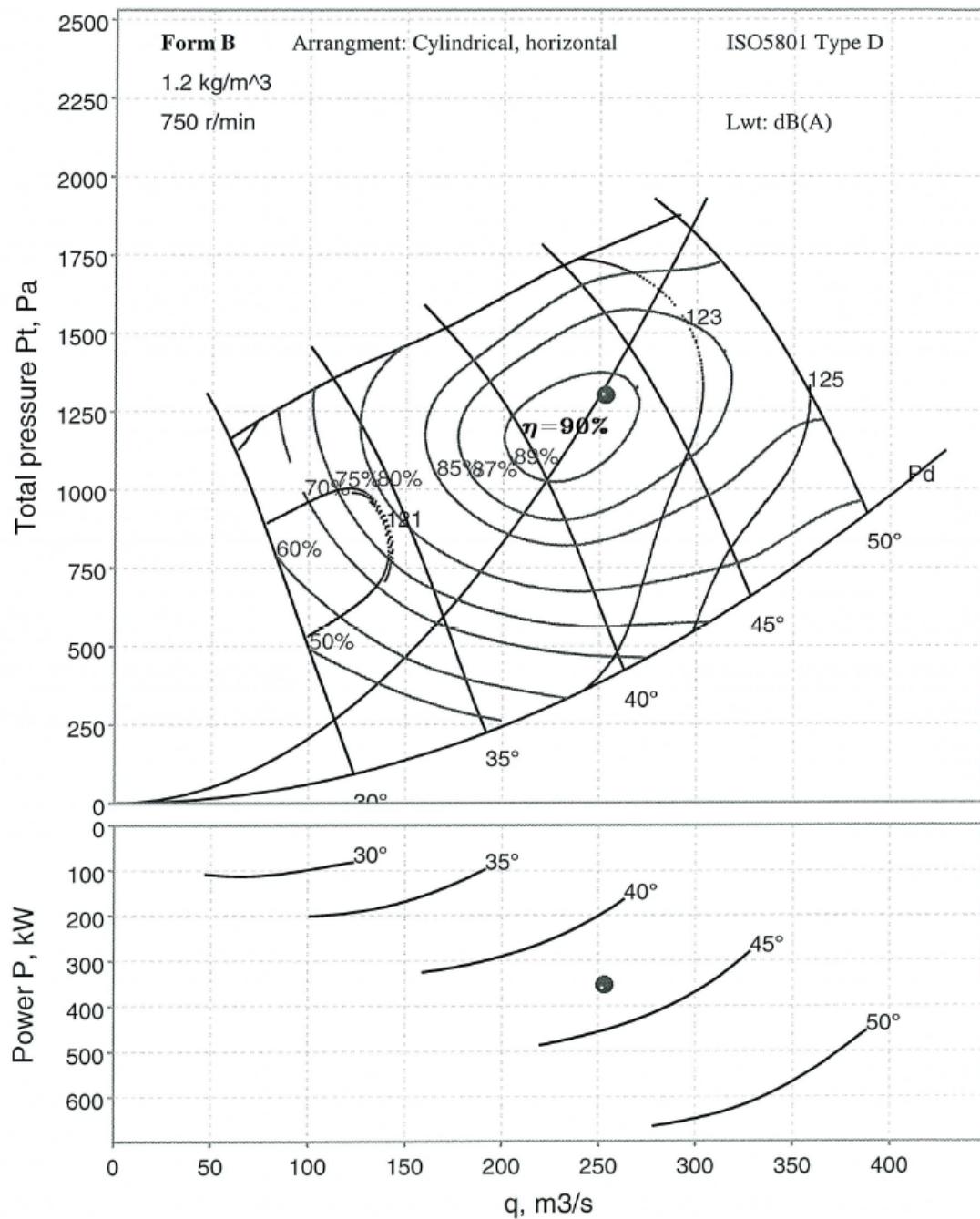


Fig. 2.7. Curva de rendimiento de un ventilador comercial marca Axient



3. CONSIDERACIONES PREVIAS

El propósito de este apartado es dar a conocer los datos necesarios para la realización de las simulaciones. En un primer subapartado se dan a conocer los parámetros de diseño y, posteriormente se explica el método empleado en la resolución de las ecuaciones del modelo así como el software utilizado para ello.

3.1. Parámetros del ventilador

El objetivo de este trabajo es obtener la curva de rendimiento de un ventilador diseñado por otro estudiante de esta universidad el año pasado en su trabajo de final de carrera [1].

Dicho ventilador es, como ya se ha mencionado, un ventilador axial de tres etapas: Pre-rotators + Rotor + Straighteners (PRS). El diseño de todos los álabes ha sido optimizado para esta configuración de manera que aumenta su rendimiento. Todos los datos de diseño de la geometría de las palas así como de la barquilla se encuentran en el trabajo mencionado anteriormente [1] de modo que aquí sólo se presentaran unos datos básicos que permitan una mejor comprensión de los resultados posteriores.

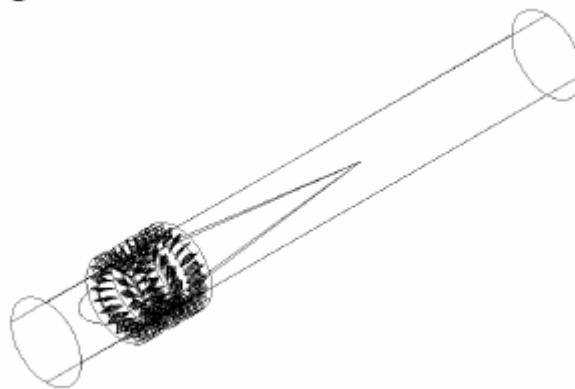


Fig. 3.1. Vista isométrica del modelo

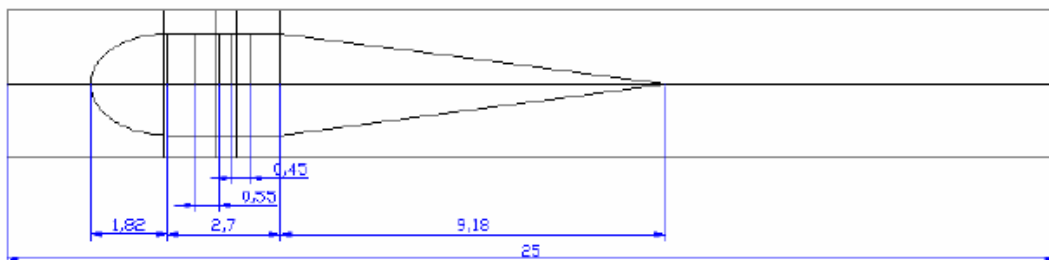


Fig. 3.2. Vista lateral del modelo

El ventilador se encuentra situado en un conducto cilíndrico recto de 25 metros de largo y de 1.75 metros de radio. Todo el conjunto formado por las tres etapas mide en total 2,7 metros de largo y está situado a 3.82 metros de la entrada del conducto. En las figuras 3.1 y 3.2 se observan dos vistas del modelo.

Como en este trabajo el propósito es realizar un estudio únicamente del ventilador es importante observar que los datos que se están buscando no serán referidos a la entrada y a la salida del conducto sino que serán datos referidos únicamente al fragmento de dicho túnel que contiene el ventilador.

3.2. Método

Existen diversas maneras de realizar simulaciones de fluidos, se usan para ello modelos matemáticos que mediante la determinación de una serie de parámetros son capaces de calcular el resto de variables de un sistema. Estos modelos matemáticos suelen ser complejos y por tanto es conveniente su simplificación para poder trabajar con ellos.

A la hora de aplicar los modelos matemáticos se debe subdividir el sistema que estamos estudiando en un conjunto de subsistemas. Dichos subsistemas serían idealmente de una medida infinitesimal lo que lleva a modelos muy complejos que emplean ecuaciones diferenciales las cuales deben cumplirse para todos los puntos del sistema. Esta opción es inviable por dos razones:

- no es posible dividir un sistema en partes infinitamente pequeñas
- implica una complejidad de cálculo muy elevada que actualmente no es posible alcanzar.

Un método de simplificación muy utilizado debido a la simplicidad de su planteamiento y su facilidad de implementación y adaptación es el método de los elementos finitos (MEF).

Dicho método consiste en subdividir el sistema en un número finito de elementos cuyo comportamiento se determina mediante un número concreto de parámetros que se asocian a unos puntos característicos denominados nodos que son los puntos de intersección de las rectas que definen los elementos adyacentes entre si como se puede observar en la figura 3.3.

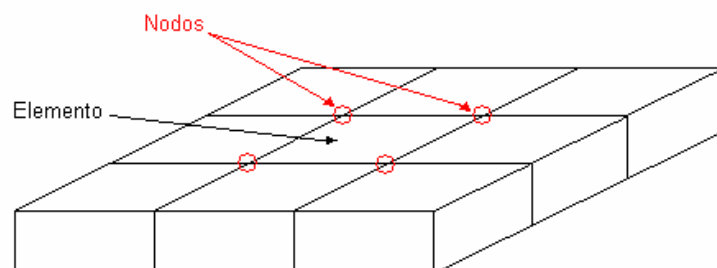


Fig. 3.3. Porción de un sistema de elementos finitos

Las funciones matemáticas ya no se aplican a cada punto del sistema sino que pasan a aplicarse solamente a los nodos, hecho que simplifica enormemente los cálculos. Y el comportamiento en el interior de cada elemento queda definido por las soluciones en los nodos de manera que es posible conocer un valor aproximado de los parámetros del elemento en puntos del interior mediante interpolaciones u otros métodos similares.

3.2.1. Etapas del método de elementos finitos

El método de elementos finitos se puede descomponer en tres etapas principales: el pre-proceso, la resolución y el post-proceso.

1) Pre-proceso: Etapa en la que se prepara el modelo para el cálculo.

- Se dibuja el modelo o se exporta uno que ya este dibujado.
- Se crea la malla eligiendo tanto la forma como el tamaño de los elementos que se van a procesar.
- Se eligen los materiales que van a intervenir en el proceso.
- Se discretizan las ecuaciones diferenciales del modelo que se va a utilizar para poder obtener las expresiones matemáticas que se calcularan en cada nodo del sistema.

2) Resolución: En esta etapa se procede al cálculo de las expresiones matemáticas obtenidas en el pre-proceso. Para ello se deben utilizar herramientas informáticas.

- Se debe distinguir entre análisis transitorio y análisis estacionario puesto que los métodos son distintos para cada caso. En el caso estacionario se busca encontrar una solución que no varíe con el tiempo, por ello el método consiste en un proceso iterativo que analiza las variables y mide cuanto difieren de una iteración a la siguiente. En el caso de análisis transitorio buscamos como varia la solución con respecto al tiempo, necesitamos conocer el valor de los parámetros en cada instante de tiempo, por ello el método a aplicar ya no tendrá en cuenta el número de iteraciones sino el intervalo de tiempo que se está buscando.
- Se configuran los parámetros de cálculo: número de iteraciones o intervalo de tiempo, valores residuales, etc.

3) Post-procesado: En esta etapa se procede al tratamiento e interpretación de los datos obtenidos en la etapa anterior para así obtener los resultados deseados. Para ello suelen emplearse herramientas gráficas que ayudan a entender la solución obtenida. Esta etapa comprende también la realización de operaciones que ayuden a obtener resultados que no están expresamente implícitos en la solución.

3.2.2. Aplicación del MEF en aerodinámica

En el caso particular de la mecánica de fluidos y en concreto de la aerodinámica tanto las ecuaciones a discretizar como los materiales están bien definidos. En cualquier caso, siempre se trabajará con aire a pesar de que sus variables de estado como pueden ser densidad o temperatura variarán según el caso en concreto, por ejemplo podemos tener densidad constante cuando hablamos de flujos no compresibles mientras que la densidad será variable en el caso de flujos incompresibles.

En cuanto a las ecuaciones, generalmente se utilizarán las tres ecuaciones de gobierno del fluido de Navier-Stokes: continuidad, cantidad de movimiento y energía. Aunque ésta última puede en algunos casos no resultar necesaria.

Éstas ecuaciones aunque complejas, se basan en 3 principios fundamentales de la física:

- 1) La conservación de la masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Dónde ρ es la densidad y \vec{V} es el vector velocidad del fluido.

- 2) La segunda ley de Newton $\vec{F} = m\vec{a}$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.4)$$

Dónde u, v y w representan la velocidad del flujo en los tres ejes x, y, z respectivamente, p representa la presión, τ_{ij} son los esfuerzos viscosos y de corte en todos los ejes y f_i representa la actuación de fuerzas externas en cada uno de los ejes.

3) La conservación de la energía

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \\ - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \\ + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Dónde e representa la energía interna del fluido, \dot{q} la tasa de transferencia de calor por unidad de masa y k es la conductividad térmica.

Una explicación más detallada de las ecuaciones 3.1 a 3.5 se puede encontrar en [2] aunque para este trabajo no es necesario entrar en mayores detalles sobre ellas. Sólo decir que dichas ecuaciones están escritas en su forma más generalizada y que, en casos específicos, se simplifican considerablemente.

3.3. Software

Para la realización de este proyecto se ha utilizado software desarrollado por *Fluent Inc*, el líder mundial en cuanto a software CFD (Computational Fluid Dynamics) se refiere en el sector aeronáutico.

Debido a que la malla empleada en este trabajo ya estaba dada la única herramienta de software CFD que se ha empleado ha sido Fluent Solver.

3.3.1. Fluent Solver

Fluent Solver está presente en las 3 fases principales de desarrollo del método de los elementos finitos. Siendo su principal función la resolución de las ecuaciones y el posterior post-procesado de los datos.

- 1) Pre-procesado: Fluent Solver no es específicamente un programa de pre-procesado ya que no permite la creación de geometrías ni de mallas pero posee algunas características propias de esta fase. Entre otras cosas permite:

- Elección de los materiales: Aire, agua, etc.
- Flujos compresibles e incompresibles.
- Flujos newtonianos y no newtonianos.
- Elección de las condiciones de frontera.
- Elección de las condiciones iniciales.
- Elección de los modelos que se van a emplear, como turbulencia, transferencia de calor, multifase, etc.
- Elección del método de discretización de cada una de las ecuaciones a emplear.

2) Resolución:

- Operación con flujos 2D o 3D con posibilidad de una doble precisión
- Análisis transitorio y estacionario
- Posibilidad de utilización de métodos de cálculo de las ecuaciones segregados o acoplados.
- Elección de los parámetros residuales o del número de Courant en casos de análisis transitorio.
- Sistemas de referencia inerciales y no inerciales.
- Etc.
-

3) Post-procesado:

- Visualizaciones de la malla, los vectores de velocidad, los contornos de presión, temperatura, turbulencia, etc. todo ello para las distintas superficies de la malla.
- Gráficos XY e histogramas.
- Cálculo de fuerzas y flujos.
- Integrales de superficie y de volumen.
- Etc.

4. SIMULACIÓN

4.1. Parámetros de inicialización

4.1.1. Condiciones iniciales

Con el fin de poder realizar las gráficas así como las comparaciones se han utilizado en todas las simulaciones los mismos valores de densidad, temperatura y presión atmosférica.

$$\rho = 1.225 \text{ Kg/m}^3$$

$$T = 288.16 \text{ K}$$

$$P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$$

La densidad es considerada constante en todas las simulaciones. Esto es debido a que la máxima velocidad de giro es de 1000 rpm. Teniendo en cuenta que el radio del ventilador es de 1.75 m la velocidad lineal en las puntas de pala es de unos 183 m/s lo que implica sumándole la velocidad radial en el caso en el que esta es mayor (aproximadamente 60 m/s) una velocidad total en la punta de pala de 192 m/s. Para la temperatura considerada anteriormente el número de Mach en las puntas de pala es aproximadamente de 0.57M.

Aunque este valor sea en realidad mayor que el límite de flujo incompresible, que se encuentra en 0.3M, o en 0.5M según la fuente, no es lo suficientemente elevado como para considerar la posibilidad de realizar los cálculos con flujo compresible. Se considera que el coste computacional derivado de aplicar compresibilidad no se compensa con el aumento de la precisión en los resultados.

4.1.2. Turbulencia

Todos los puntos han sido obtenidos en las mismas condiciones de turbulencia. El modelo utilizado ha sido el k-epsilon con una intensidad de turbulencia del 0.05%, valor recomendado para túneles de viento de baja turbulencia, y un diámetro hidráulico de 3.5m, valor que representa el diámetro de una sección circular de la misma área que la sección considerada.

4.1.3. Régimen de giro

Se han establecido dos regímenes de giro a 750 y a 1000 rpm con el objetivo de crear dos curvas de rendimiento que puedan ser comparadas pudiendo así evaluar la relación existente entre ellas.

4.1.4. Condiciones de contorno

Durante la realización de este trabajo ha sido necesario probar distintas configuraciones de condiciones de contorno hasta encontrar las adecuadas. Algunas simulaciones no llegaban a alcanzar los niveles de convergencia deseados y otras, aunque convergían no proporcionaban unos resultados óptimos para el estudio.

Por ello aunque la idea inicial era utilizar una entrada de velocidad o de flujo másico para controlar directamente uno de los parámetros clave en la curva de rendimiento finalmente ha sido necesario utilizar una entrada de presión total que es la única opción que lleva a unos resultados coherentes y útiles para los fines de este trabajo.

Todas las simulaciones, por tanto, han sido realizadas con las mismas condiciones de contorno, una entrada de presión y una salida de presión. En todos los casos la salida de presión queda fijada a 0 Pa mientras que la entrada de presión varía entre 100 y 1500 Pa.

En la tabla 4.1 se puede observar un resumen de las simulaciones que indica la presión total en la entrada así como el régimen de giro de cada una. De ahora en adelante se hablará de las simulaciones refiriéndose a esta tabla con el fin de simplificar la notación.

Tabla 4.1. Resumen de simulaciones

Simulación	P. Total a la entrada (Pa)	Régimen de giro (rpm)
A1	100	750
A2	400	750
A3	600	750
A4	1000	750
A5	1500	750
B1	100	1000
B2	400	1000
B3	600	1000
B4	1000	1000
B5	1500	1000
C1	-1000	750
C2	-500	750
C3	-1000	1000
C4	-500	1000

4.2. Iteraciones y residuales

Un aspecto a tener en cuenta a la hora de realizar las gráficas es que todos los puntos deben haber sido obtenidos en las mismas condiciones. Fluent utiliza para este fin unos criterios de convergencia basados en los residuales. Los residuales son una medida de cómo varían los resultados de una iteración a la siguiente en todas las celdas. Vienen representados por esta ecuación:

$$R^{\phi} = \sum_{\text{cells } P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P \right| \quad (4.1)$$

Dónde R^{ϕ} representa el valor de los residuales, ϕ representa el valor de una variable genérica, a_{nb} son los coeficientes de influencia de las celdas adyacentes, ϕ_{nb} es el valor de la variable en las celdas adyacentes, b es la contribución de la parte constante de las condiciones de contorno, a_P es el coeficiente central y ϕ_P es el valor de la variable en la celda P .

Es importante, por tanto, tener en cuenta que no es posible comparar una simulación cuyos residuales están en 10^{-2} con otra cuyos residuales están en 10^{-3} o 10^{-4} . Por esta razón, se ha buscado que en todas las simulaciones realizadas todos los residuales hayan llegado a alcanzar valores menores de 10^{-3} .

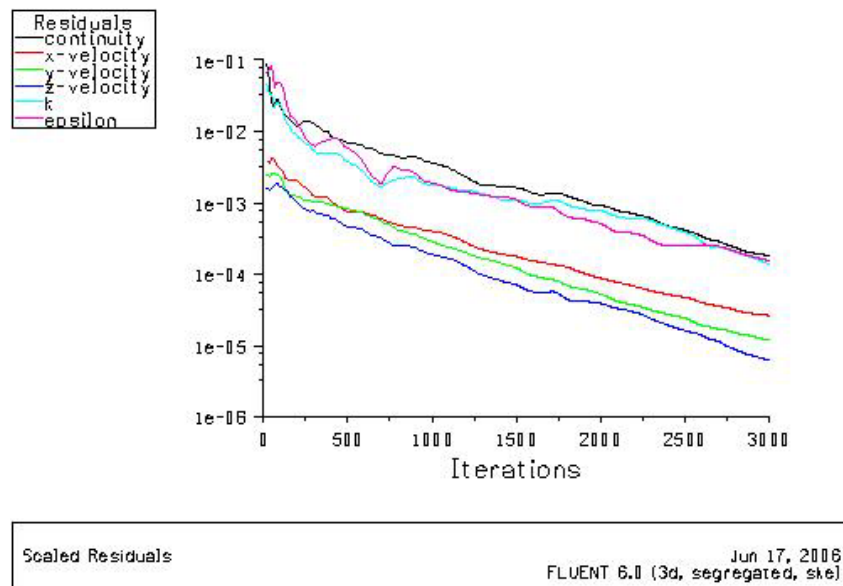


Fig. 4.1. Residuales de la simulación A3

En la fig. 4.1. se observa la gráfica de los residuales de la simulación A3. Se puede ver claramente que todos se encuentran por debajo de 10^{-3} . No resulta necesario incluir el resto de gráficas debido a que todas son muy similares.

5. RESULTADOS

En esta presentación de resultados se evaluarán en primer lugar las simulaciones del grupo A, a continuación las del grupo B y finalmente se hará una comparativa de las dos curvas de rendimiento obtenidas.

Para comprender mejor las tablas es necesario aclarar que todos los parámetros que se mostraran se han medido tanto a la entrada y la salida del túnel (tunnel inlet y tunnel outlet) como a la entrada y la salida del ventilador (fan inlet y fan outlet). Estas dos últimas superficies se encuentran a 3.8 m y a 6.54 m de la entrada del túnel respectivamente, es decir, se encuentran 2 cm por delante y por detrás del conjunto PRS.

Se presentan los datos de las presiones estática, dinámica y total así como el caudal de cada una de las simulaciones realizadas junto con los aumentos de presión generados mediante tablas y gráficas que ayuden a una mejor interpretación de los resultados. Los dibujos de contornos ofrecen una visión cualitativa de las tablas por ello sólo se presentan ejemplos de una simulación.

Las gráficas de las presiones total y estática han sido creadas con Microsoft Excel 2000 y los valores que muestran sólo son válidos en los puntos. Las líneas continuas corresponden a interpolaciones que el programa realiza, esto significa que no muestran las presiones reales a lo largo del conducto luego, no es posible evaluar lo que ocurre con las magnitudes de presión dentro del ventilador sin embargo, esto no resulta necesario para los fines de este trabajo, en cualquier caso pueden verse gráficas que muestran lo que ocurre en la zona del ventilador en [1].

5.1. Grupo A

Todas las simulaciones del grupo A tienen en común un régimen de giro de 750 rpm. Su estudio está encaminado a la construcción de la primera curva de rendimiento del ventilador.

A continuación se presentan las tablas con los diferentes parámetros estudiados:

Tabla 5.1. Parámetros de A1

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	100	-1069	1169	44,76
fan inlet	-25	-4307	4282	44,76
fan outlet	1384	-2996	4380	44,86
tunnel outlet	1188	1	1187	-44,83

Δp fan	1409	1311
Δp tunnel	1088	1070

Tabla 5.2. Parámetros de A2

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	400	-826	1226	45,83
fan inlet	270	-4219	4489	45,83
fan outlet	1428	-3140	4568	45,96
tunnel outlet	1242	2	1240	-45,93

Δp fan	1158	1079
Δp tunnel	842	828

Tabla 5.3. Parámetros de A3

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	600	-674	1274	46,72
fan inlet	471	-4193	4664	46,72
fan outlet	1475	-3242	4717	46,85
tunnel outlet	1288	2	1286	-46,82

Δp fan	1004	952
Δp tunnel	688	676

Tabla 5.4. Parámetros de A4

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	1000	-356	1356	48,20
fan inlet	870	-4094	4965	48,20
fan outlet	1539	-3450	4989	48,32
tunnel outlet	1369	3	1366	-48,30

Δp fan	669	645
Δp tunnel	369	358

Tabla 5.5. Parámetros de A5

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	1500	56	1444	49,75
fan inlet	1368	-3920	5289	49,75
fan outlet	1636	-3665	5302	49,85
tunnel outlet	1457	3	1454	-49,83

Δp fan	268	255
Δp tunnel	-43	-52

5.1.1. Presión total

De las tablas anteriores se pueden obtener los datos de presión total a lo largo del conducto para las distintas simulaciones realizadas. Tal y como se observa en la figura 5.1 al aumentar la presión total a la entrada aumenta también la presión total a la salida aunque en un grado menor. Además se observa claramente el efecto del ventilador mirando los puntos a 3.8 y a 6.54 metros. La diferencia existente entre ellos es la Δp_{fan} que aparece en las tablas y además se observa que este aumento es mucho mayor para entradas de presión total pequeñas.

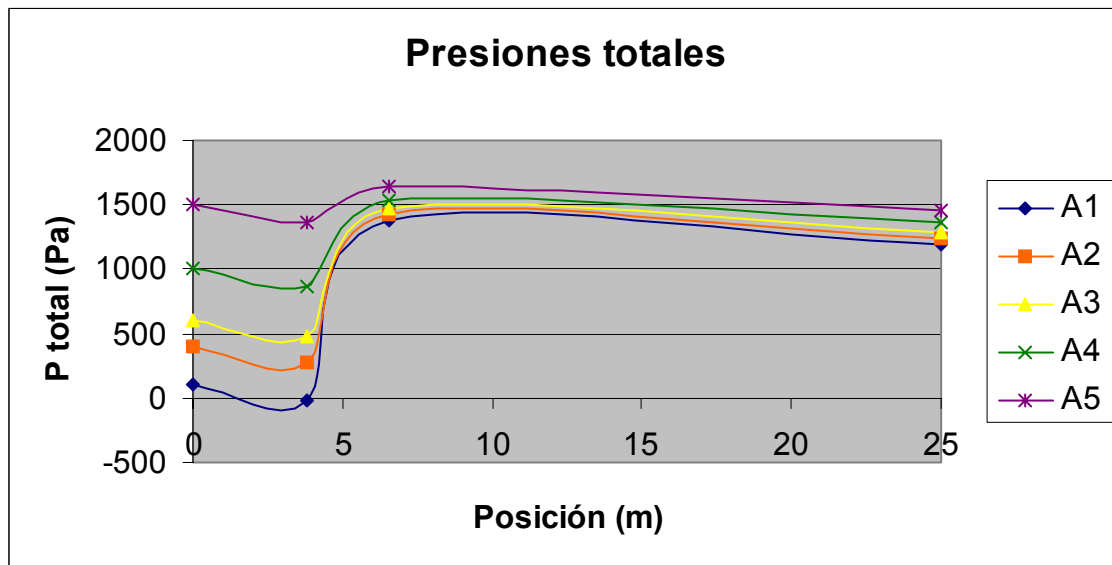


Fig. 5.1. Presiones totales a lo largo del conducto, grupo A

5.1.2. Presión estática

Igual que en el caso anterior se observa, para la figura 5.2 como el aumento de la presión total a la entrada provoca un aumento en la presión estática. La disminución de presión estática en el primer tramo concuerda con lo esperado debido a la contracción del flujo al estrecharse la sección. En la zona del ventilador se observa de nuevo un incremento de presión estática que es mayor cuanto menor es la presión total a la entrada, hecho que concuerda con el incremento en la presión total antes mencionado. Una vez el flujo sale del ventilador se observa una disminución en todos los casos de la presión estática hasta prácticamente 0. Esto es debido a que 0 Pa es una condición de contorno del fluido y además a la presencia del difusor que acelera el flujo proveyéndolo de presión dinámica. En la figura 5.3 se pueden ver los contornos de presión de la simulación A1, se observa como los contornos concuerdan con la gráfica.

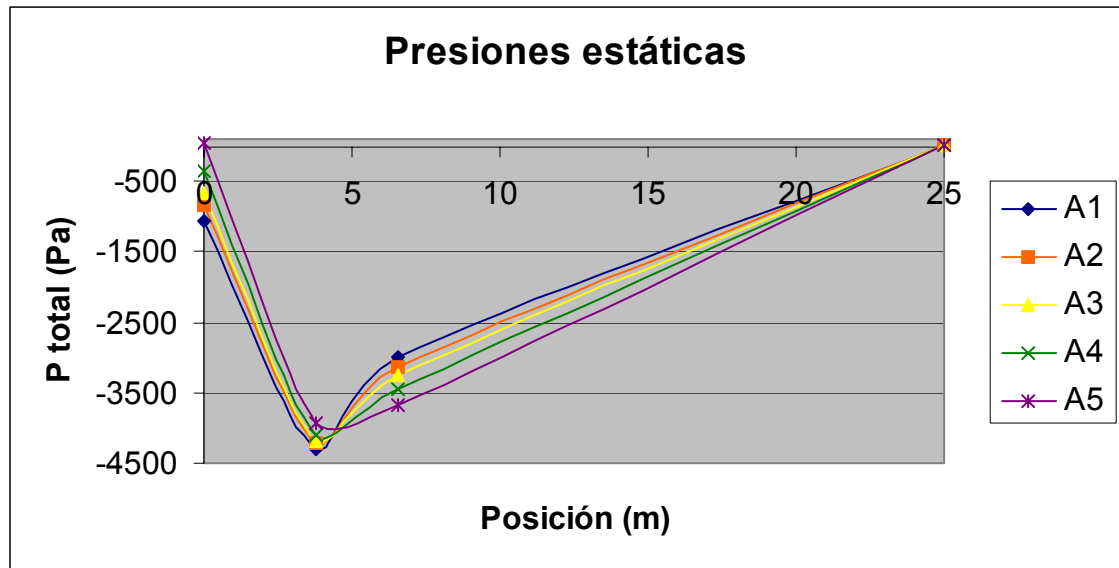


Fig. 5.2. Presiones estáticas a lo largo del conducto, grupo A

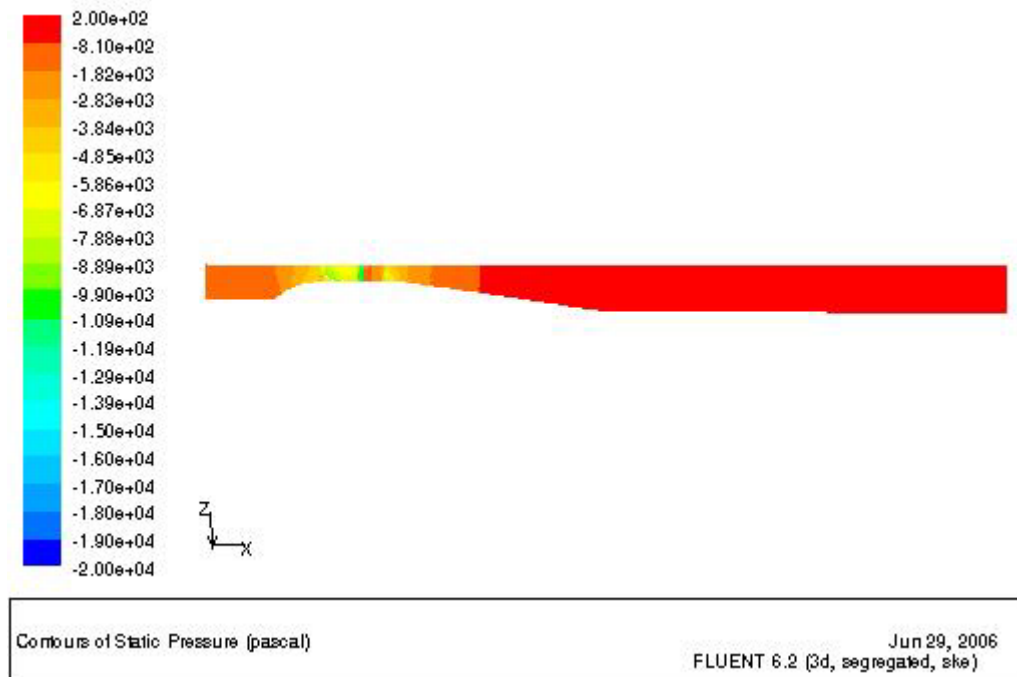


Fig. 5.3. Contornos de presión estática de A1

5.1.3. Caudal

En el caso del caudal no tiene sentido mostrar una gráfica a lo largo del conducto puesto que éste debe ser prácticamente constante en todo el recorrido sin embargo pueden verse los contornos de velocidad para una simulación concreta en la figura 5.4, se observa una mayor velocidad del flujo en la zona del ventilador como era de esperar.

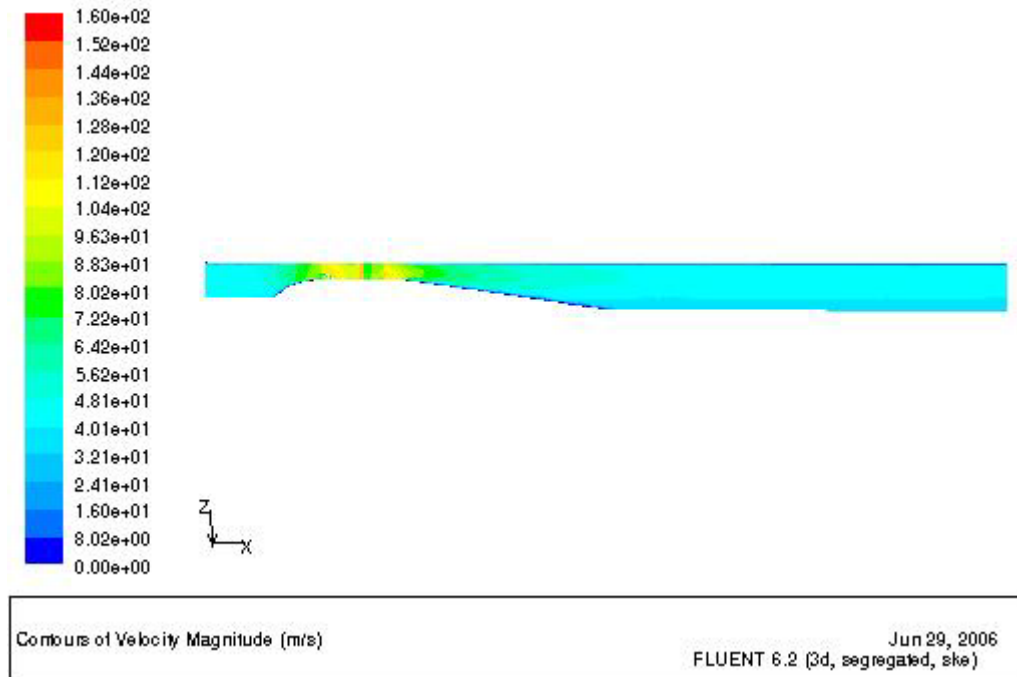


Fig. 5.4. Contornos de velocidad de A1

Las pequeñas variaciones de caudal que se muestran en las tablas son debidas a errores de compresibilidad puesto que como ya se ha comentado anteriormente el flujo no es realmente incompresible. Sin embargo, para poder realizar las comparaciones es importante utilizar siempre la misma referencia, por tanto, en adelante todos los caudales representados serán los de tunnel inlet ya que, al ser la presión total de entrada el valor de referencia utilizado y por el hecho de que es éste valor el que se toma para inicializar la malla es lógico pensar que el caudal medido en esta misma superficie será el que mejor se adecue a la realidad.

El signo negativo del caudal en todas las tunnel outlets únicamente indica que el flujo está saliendo, fluent solver toma esta notación para distinguir entre condiciones de contorno de entrada y de salida lo que implica que un caudal positivo en una pressure, velocity o mass flow outlet significa que el flujo está yendo al revés (backflow).

En cuanto a la relación existente entre la presión total de entrada del fluido y el caudal se puede afirmar, viendo la figura 5.5 que el flujo aumenta de una forma casi lineal (con un índice de correlación de más del 99%) con el aumento de presión total a la entrada. Esta evolución es la esperada puesto que al aumentar la variación de presión en el ventilador sin aumentar la potencia, el ventilador puede mover una cantidad de flujo menor.

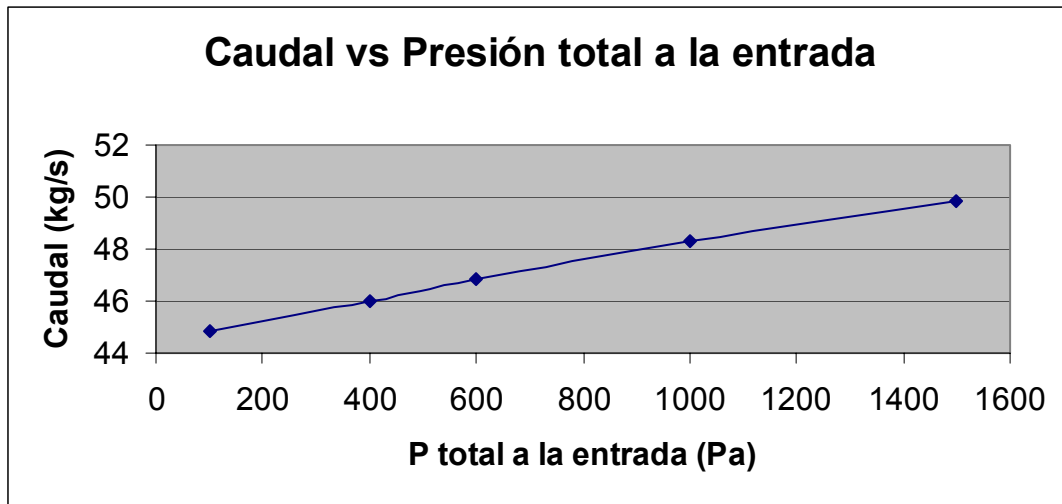


Fig. 5.5. Caudal vs Presión total a la entrada, grupo A

5.1.4. Curva de rendimiento

De los datos de las tablas 5.1 a 5.5 así como de la figura 5.5 es importante notar que el margen dinámico en el que se mueve el caudal respecto de la presión es bastante pequeño, la diferencia de presiones es de 1500 Pa mientras que la diferencia de caudales es de sólo 5 kg/s por lo que la región de la curva de rendimiento en la que se mueven dichos valores es muy reducida aunque puede verse claramente que se trata de la zona de funcionamiento estable del ventilador y por tanto es bastante significativa.

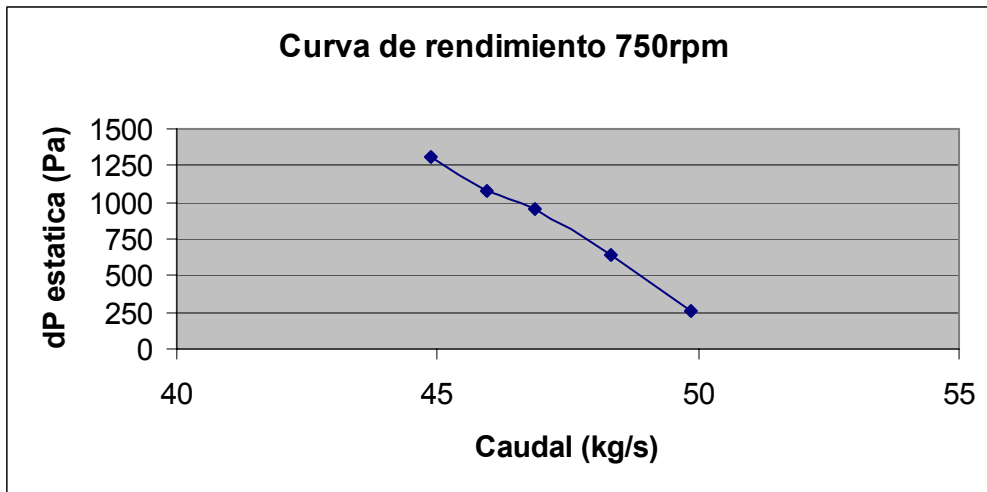


Fig. 5.6. Curva de rendimiento del grupo A

En la figura 5.6 se observa el tramo de curva de rendimiento obtenido. Con los puntos existentes es posible hacer una extrapolación hacia caudales mayores hasta conseguir el punto de caudal máximo o de descarga libre. La curva que mejor se aproxima a los valores de la gráfica es una polinomial de segundo grado cuya ecuación sería:

$$\Delta p = -9,6416q^2 + 705,76q - 10960 \quad (5.1)$$

Esta ecuación posee un coeficiente de correlación $R^2=0.9977$ y su resolución, considerando una $\Delta p = 0$, da un caudal $q = 50.84$ Kg/s.

Este método, aunque resulta útil cuando se aplica en puntos cercanos a los límites de la curva no es válido para distancias mayores lo que implica que, aunque se puede realizar una extrapolación hacia caudales menores ésta sólo será válida para valores cercanos a la curva y por tanto sigue quedando una buena parte de la curva de rendimiento que no puede ser conocida de este modo, sin embargo, se puede realizar la extrapolación en la zona estable del ventilador siempre y cuando los puntos no se acerquen a la zona inestable.

Extrapolando con la misma ecuación (5.1) que en el caso anterior esta vez para un caudal conocido $q = 40$ Kg/s el aumento de presión estática Δp es de 1844 Pa.

A continuación se presenta la curva de rendimiento total que muestra, además de los puntos que ya se conocían, los dos puntos obtenidos anteriormente:

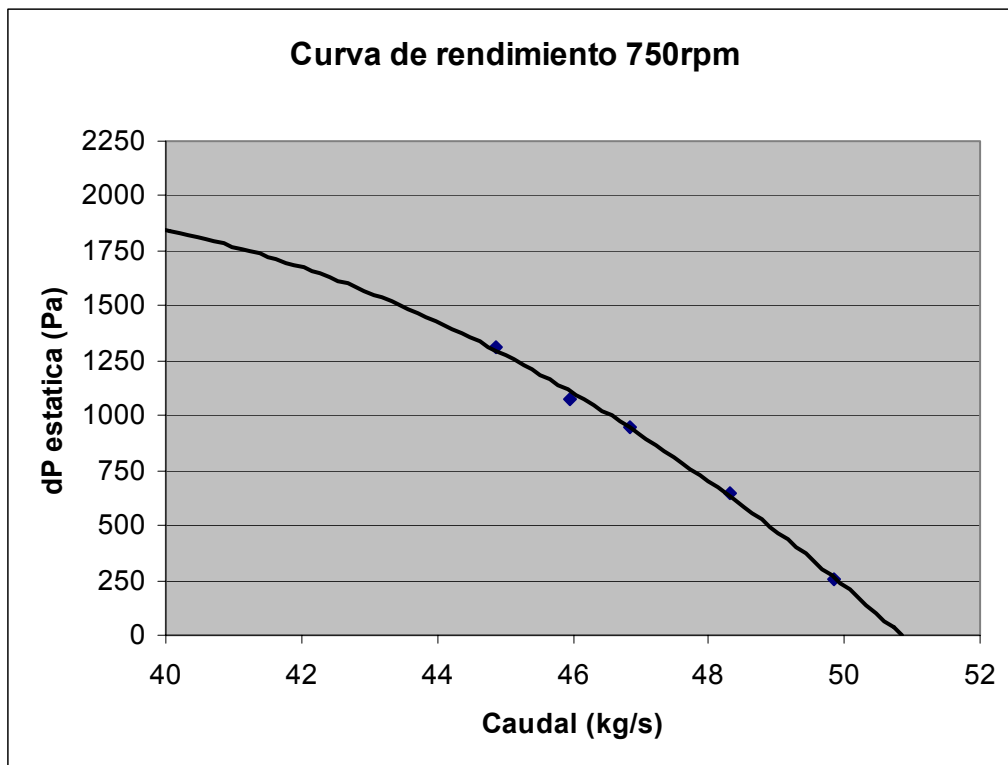


Fig. 5.7. Curva de rendimiento total del grupo A

5.2 Grupo B

Todas las simulaciones del grupo B tienen un régimen de giro común de 1000 rpm. A continuación se presentan, igual que para el caso anterior, las tablas con los parámetros estudiados:

Tabla 5.6. Parámetros de B1

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	100	-1969	2069	59,55
fan inlet	-122	-7699	7578	59,55
fan outlet	2448	-5311	7759	59,69
tunnel outlet	2106	2	2104	-59,65
Δp fan	2570	2389		
Δp tunnel	2006	1971		

Tabla 5.7. Parámetros de B2

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	400	-1736	2136	60,50
fan inlet	176	-7646	7823	60,50
fan outlet	2489	-5498	7987	60,70
tunnel outlet	2168	3	2164	-60,66
Δp fan	2313	2148		
Δp tunnel	1768	1739		

Tabla 5.8. Parámetros de B3

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	600	-1572	2172	61,02
fan inlet	372	-7584	7956	61,01
fan outlet	2521	-5580	8101	61,20
tunnel outlet	2203	3	2199	-61,17
Δp fan	2150	2004		
Δp tunnel	1603	1575		

Tabla 5.9. Parámetros de B4

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	1000	-1260	2260	62,24
fan inlet	773	-7504	8277	62,23
fan outlet	2614	-5761	8375	62,42
tunnel outlet	2287	4	2283	-62,39

Δp fan	1841	1743
Δp tunnel	1287	1264

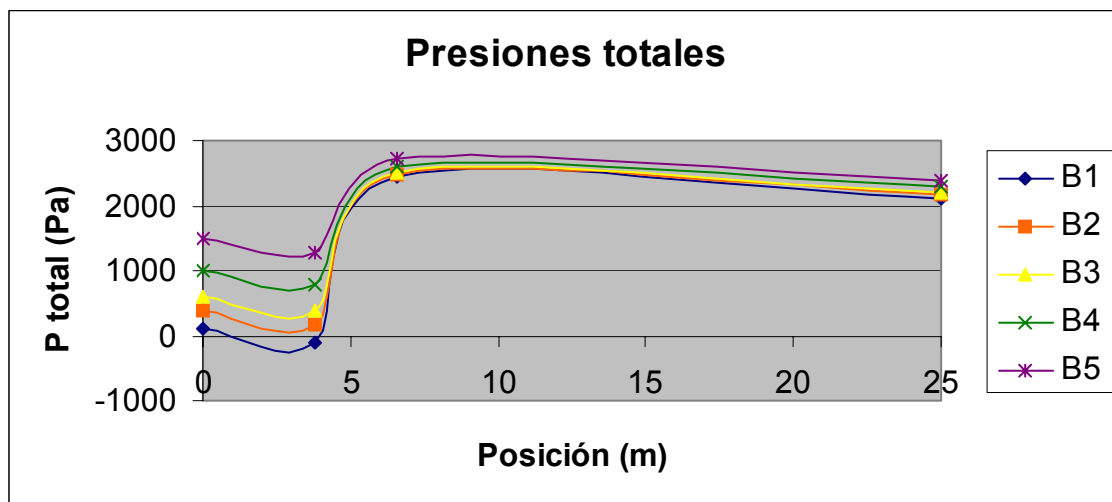
Tabla 5.10. Parámetros de B5

	P total (Pa)	P estática (Pa)	P dinámica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	1500	-864	2364	63,66
fan inlet	1271	-7387	8658	63,65
fan outlet	2708	-6013	8721	63,84
tunnel outlet	2389	4	2384	-63,81

Δp fan	1436	1374
Δp tunnel	889	869

5.2.1. Presión total

Se observa en la figura 5.8 que la gráfica obtenida para el grupo B es cualitativamente muy similar a la obtenida para el grupo A (fig. 5.3). La diferencia principal de esta gráfica con la de la figura 5.3 radica en que al pasar por el ventilador el flujo adquiere un incremento de presión mayor, sin embargo, es importante notar que tanto antes como después del ventilador el flujo actúa de la misma forma en ambos casos.

**Fig. 5.8.** Presiones totales a lo largo del conducto, grupo B

5.2.2. Presión estática

Se observa para las figuras 5.9 y 5.10 como la presión estática actúa cualitativamente igual que en el caso de 750 rpm. Sólo comentar, que para los mismos valores de presión total a la entrada en el caso de 1000 rpm la presión estática decrece al principio con una pendiente mayor, prácticamente del doble que en el caso de 750 rpm. En el ventilador se muestra un incremento de presión estática mayor y una vez pasado el ventilador se observa, igual que para el caso anterior, como las presiones estáticas tienden a 0 Pa.

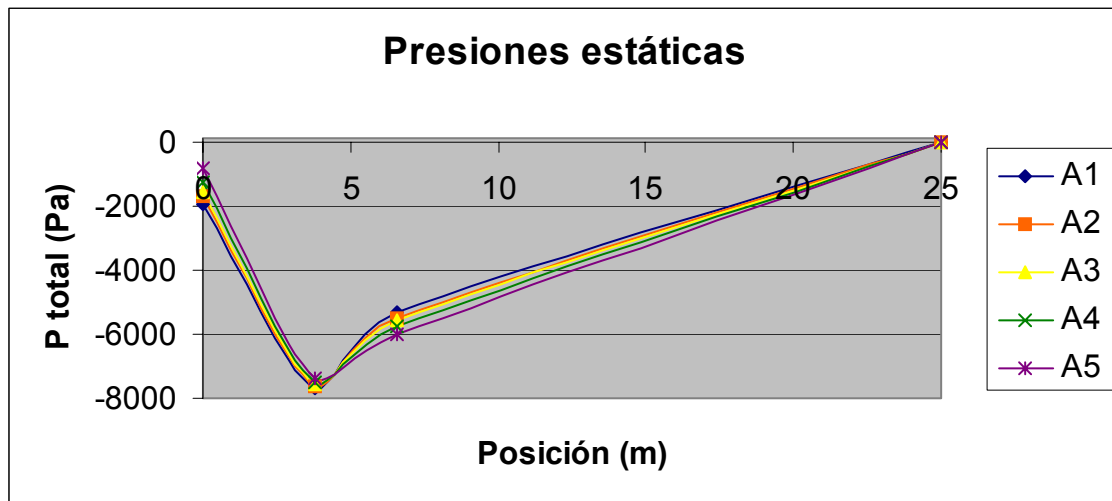


Fig. 5.9. Presiones estáticas a lo largo del conducto, grupo B

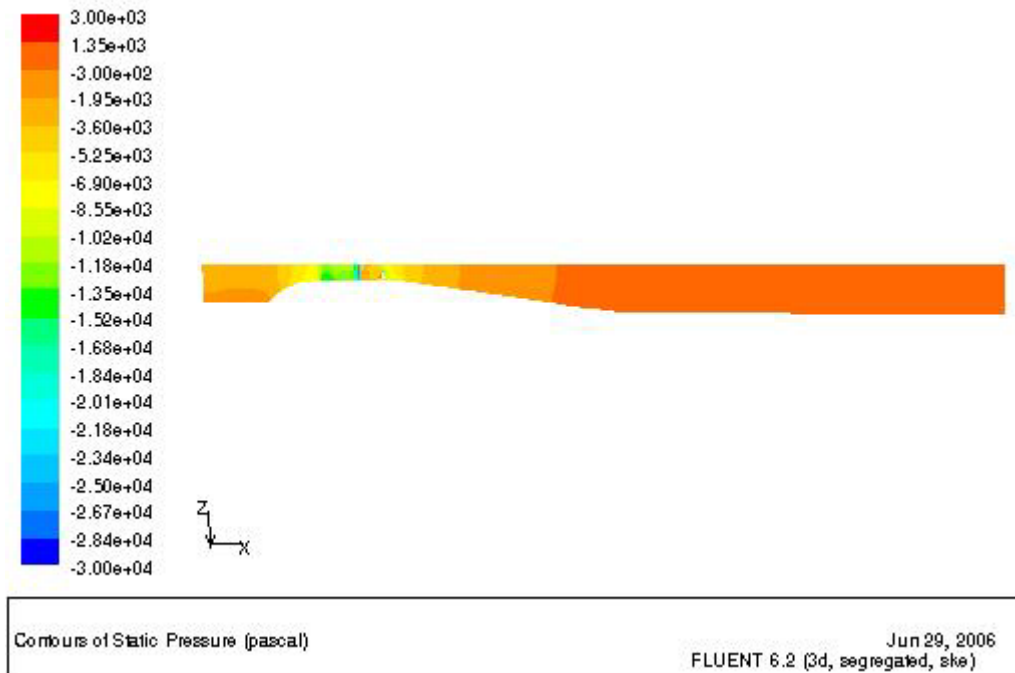


Fig. 5.10. Contornos de presión estática de B1

5.2.3. Caudal

En la figura 5.11 puede verse de nuevo el caudal respecto de la presión total a la entrada y en la figura 5.12 los contornos de velocidad de una simulación concreta. Comparándolas con las figura 5.5 y 5.6 puede verse que actúan de la misma manera siguiendo la evolución esperada, también en este caso el caudal varía de manera casi lineal con el incremento de presión a la entrada y el índice de correlación es superior al 99%.

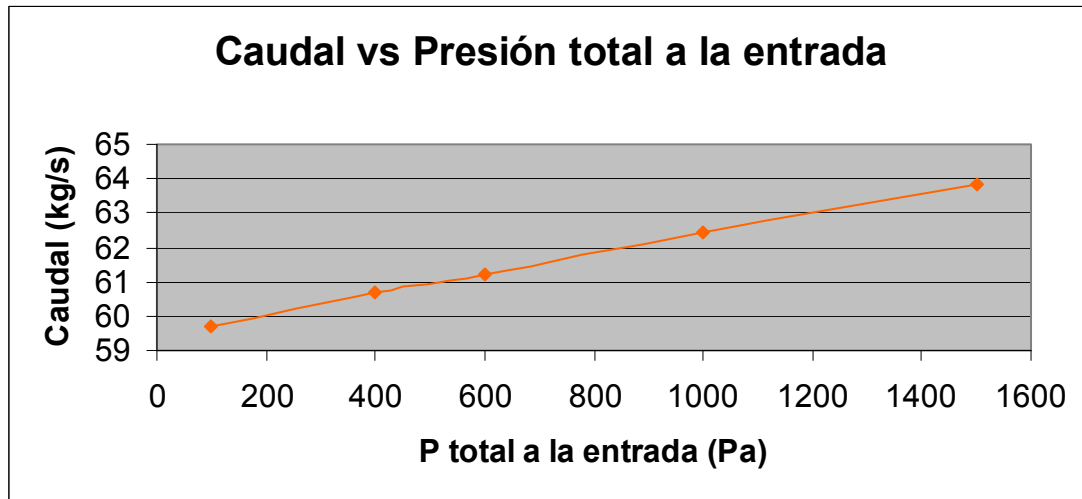


Fig. 5.11. Caudal vs Presión total a la entrada, grupo B

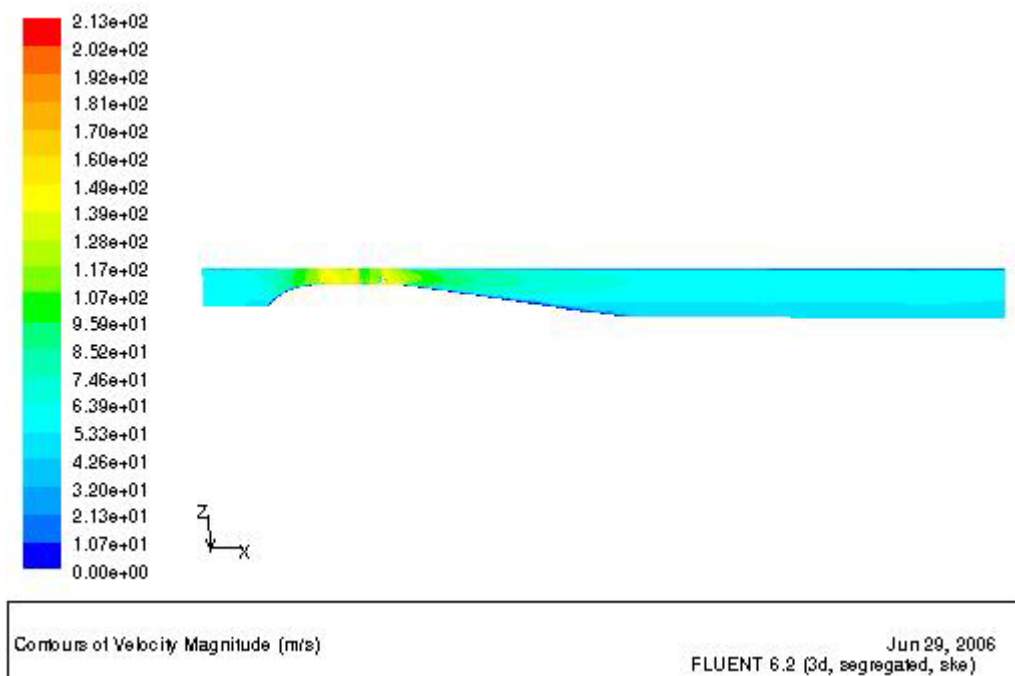


Fig. 5.12. Contornos de velocidad de B1

5.2.4. Curva de rendimiento

En la figura 5.13 se observa el tramo de curva de rendimiento del grupo B. En este caso hay que destacar el hecho de que los valores estudiados son menos representativos por representar un tramo menor de la curva de rendimiento, es decir, aunque en ambos casos el rango de valores de caudal y aumento de presión es el mismo, en la curva del grupo B, por encontrarse desplazada a la derecha en el eje de abscisas y hacia arriba en las ordenadas, el porcentaje representado sobre el total de la curva es menor que en la curva del grupo A.

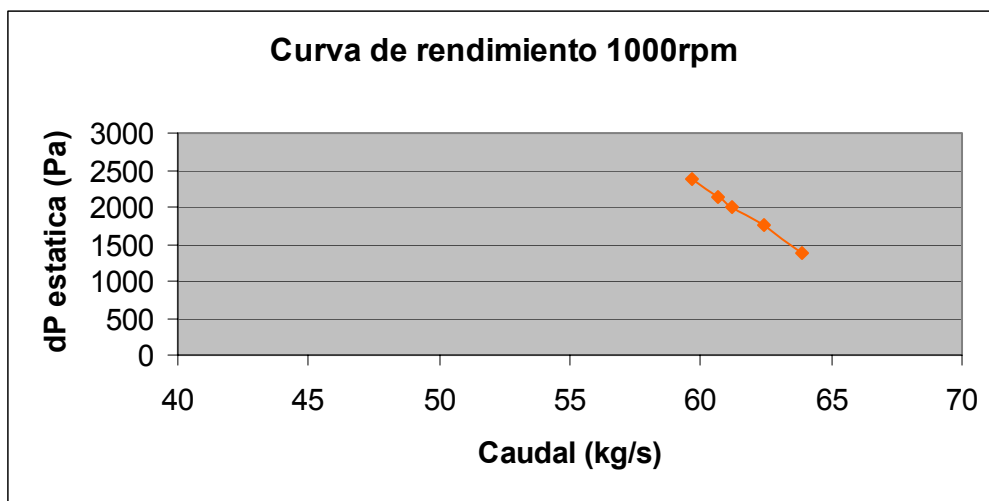


Fig. 5.13. Curva de rendimiento del grupo B

Para obtener el punto de caudal a descarga libre se efectúa el mismo proceso que en el caso anterior. La ecuación que mejor se ajusta en este caso es, igual que en el caso anterior una polinomial de orden 2 con un coeficiente de correlación $R^2 = 0,9989$:

$$\Delta p = -1,4058q^2 - 68,718q + 11495 \quad (5.2)$$

Para esta ecuación se obtiene un caudal $q = 69.23$ Kg/s, valor que parece ajustarse bastante a la realidad aunque en este caso el punto de caudal a descarga libre se encuentra mas alejado de los puntos conocidos que en el caso anterior.

Utilizando la misma ecuación (5.2) se busca el punto en el que el caudal es de 40 Kg/s igual que en el caso anterior. El valor de Δp es de 6497 Pa. En la figura 5.14 puede verse la curva de rendimiento con todos los puntos encontrados:

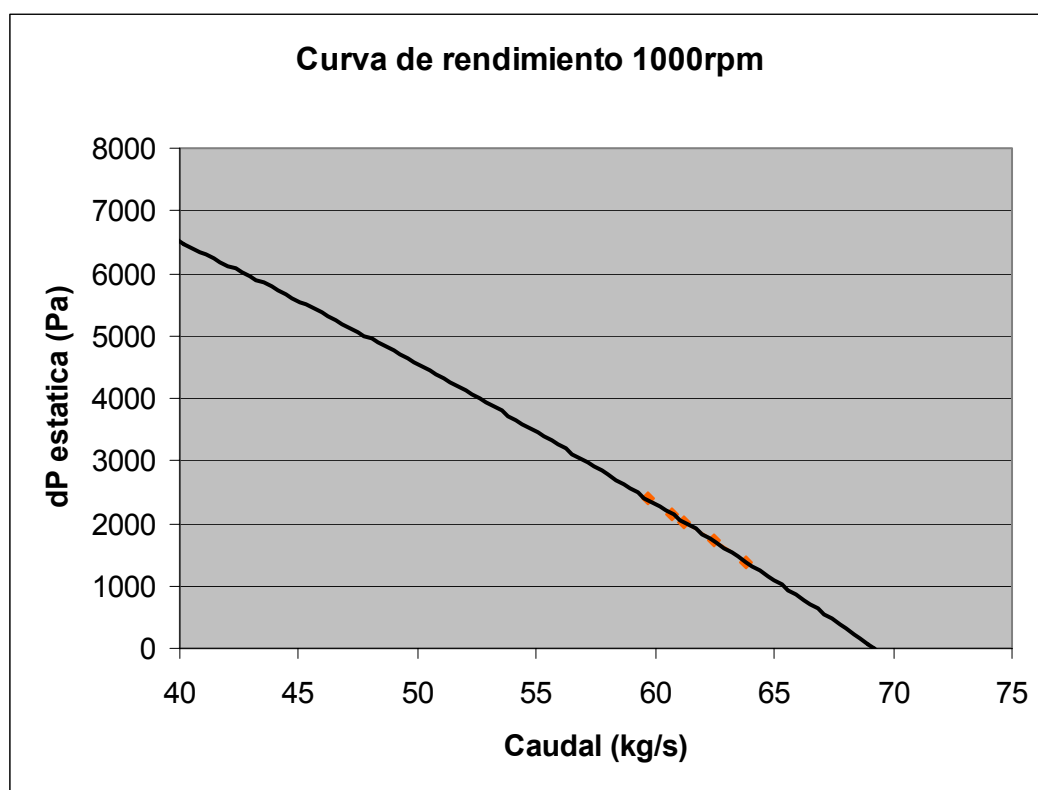


Fig. 5.14. Curva de rendimiento total del grupo B

5.3. Comparativa

Uno de los objetivos de este trabajo es el de evaluar la relación existente entre las curvas de rendimiento con diferentes regímenes de giro. Para ello se muestran ambas curvas en una sola gráfica (fig. 5.15) con el propósito de ver mejor la posible relación.

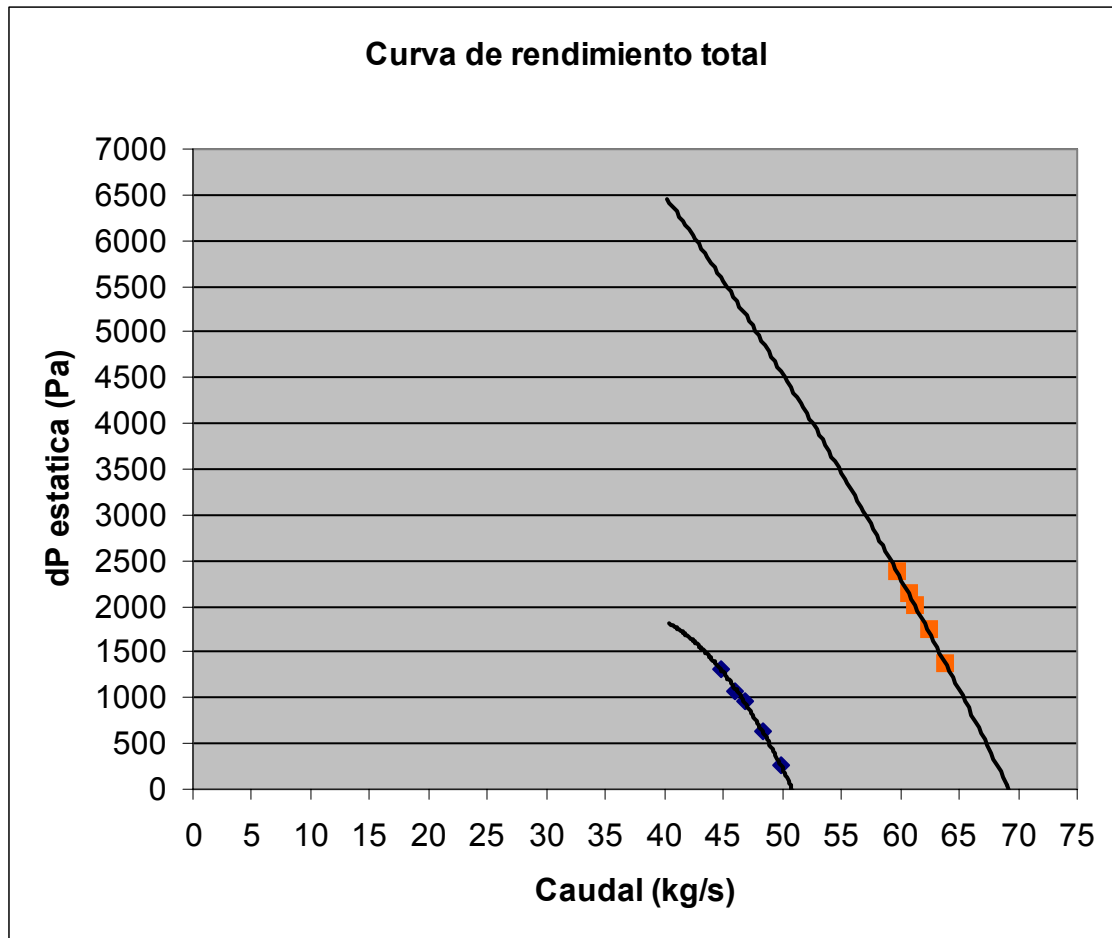


Fig. 5.15. Curva de rendimiento total A+B

La mejor forma de evaluar si ambas curvas tienen el mismo comportamiento es mediante su adimensionalización. Para ello se han buscado el caudal y la Δp adimensionales.

- Caudal: Como ya se comentó al hablar de curvas de rendimiento, en condiciones normales el caudal es directamente proporcional a la velocidad de giro y además también es proporcional al área por tanto, si q tiene unidades de $[MT^{-1}]$, ω de $[T^{-1}]$ y A de $[L^2]$ se puede hallar el caudal adimensional (η_1) a partir de la siguiente ecuación:

$$\eta_1 = \frac{q}{\omega \rho D_h^3} \quad (5.3)$$

Dónde ρ representa la densidad y D_h el diámetro hidráulico aunque podría usarse también el radio del ventilador siempre teniendo en cuenta un factor 2.

- Variación de presión: Análogamente se puede aplicar el mismo procedimiento teniendo en cuenta que la presión varía con el cuadrado de la velocidad de giro. Se puede hallar por tanto la variación de presión adimensional (η_2) a partir de la siguiente ecuación:

$$\eta_2 = \frac{\Delta p}{\rho D_h^2 \omega^2} \quad (5.4)$$

De esta manera, representando la variación de presión adimensional respecto del caudal adimensional es posible obtener la curva de rendimiento adimensional mostrada en la figura 5.16.

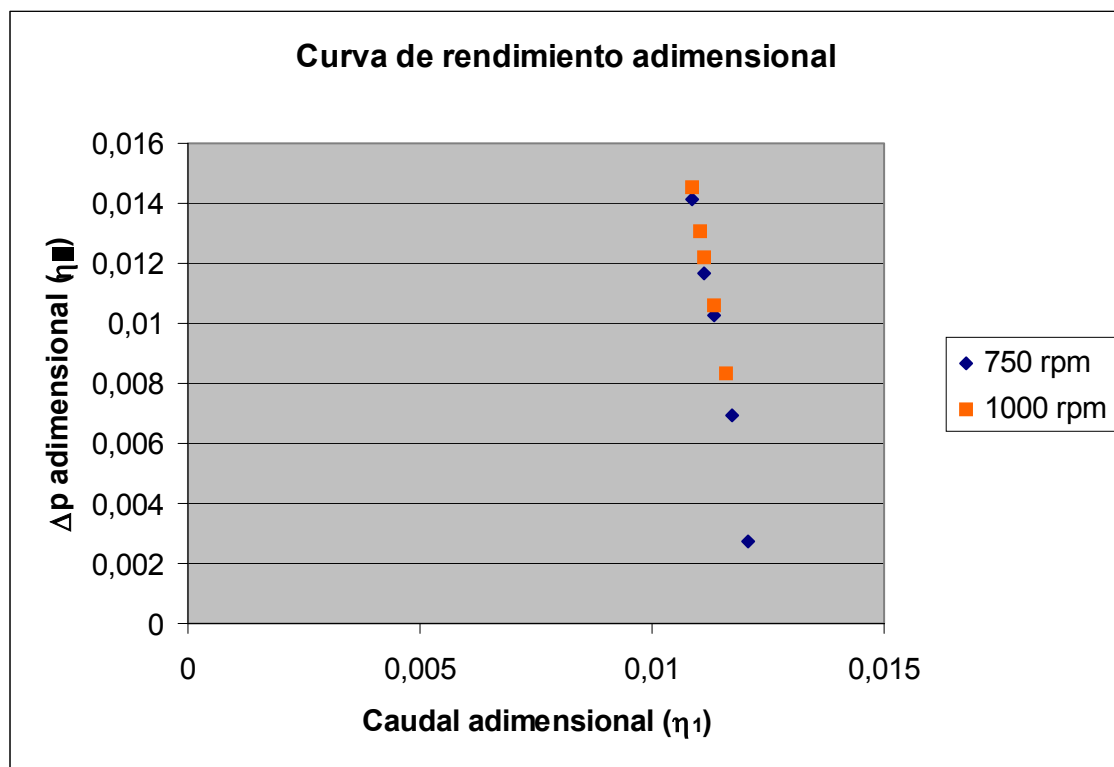


Fig. 5.16. Curva de rendimiento adimensional

En la figura 5.16 se observa como ambas gráficas concuerdan como cabía esperar si se cumplían las relaciones anteriormente explicadas. Esto demuestra que en la zona de funcionamiento estable del ventilador existe una relación directa entre la curva de rendimiento y el régimen de giro del ventilador y permite además demostrar que en ambos regímenes el ventilador se está comportando de la misma manera, es decir que opera bajo las mismas condiciones de trabajo.

Este tipo de gráfica permitiría ver si en algún régimen de giro el ventilador posee un comportamiento distinto que no sea óptimo porque los puntos que se obtendrían quedarían fuera de la curva. Se podría evaluar por tanto cuales son los regímenes de giro mínimo y máximo en los cuales el ventilador sigue proporcionando el rendimiento deseado, acotando así las condiciones de funcionamiento normal del ventilador.

Además, una representación como la de la figura 5.16 permite estudiar una única curva de rendimiento válida dentro de los límites de funcionamiento normal del ventilador puesto que integra y contiene toda la información de las diferentes curvas para todos los regímenes de giro.

5.4. Grupo C

En este apartado se han incluido los datos de unas simulaciones extra realizadas para ambos regímenes de giro. Dichas simulaciones resultan necesarias puesto que como ya se ha comentado anteriormente la zona de las curvas de rendimiento que es conocida es pequeña en relación con el total. Estas simulaciones sin embargo no podían ser incluidas en ninguno de los grupos anteriores puesto que han sido realizadas de una manera distinta. Las condiciones de contorno a la entrada de presión total en estos casos son negativas y esto influye en los resultados obtenidos. Los 4 puntos han sido obtenidos únicamente con el objetivo de mostrar el método de obtención de puntos con caudales mas reducidos.

A continuación se muestran las tablas obtenidas para estas simulaciones igual que en los casos anteriores:

Tabla 5.11. Parámetros de C1

	P total (Pa)	P estatica (Pa)	P dinamica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	-1000	-2112	1112	43,66
fan inlet	-1089	-5162	4073	43,65
fan outlet	1212	-2947	4159	43,95
tunnel outlet	1133	2	1130	-43,92

Δp fan	2301	2215
Δp tunel	2133	2115

Tabla 5.12. Parámetros de C2

	P total (Pa)	P estatica (Pa)	P dinamica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	-500	-1633	1133	44,07
fan inlet	-607	-4757	4149	44,06
fan outlet	1275	-2976	4251	44,27
tunnel outlet	1150	2	1148	-44,24
Δp fan	1882	1781		
Δp tunel	1650	1635		

Tabla 5.13. Parámetros de C3

	P total (Pa)	P estatica (Pa)	P dinamica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	-1000	-3019	2019	58,82
fan inlet	-1185	-8579	7394	58,82
fan outlet	2260	-5309	7569	59,12
tunnel outlet	2058	11	2047	-59,08
Δp fan	3445	3270		
Δp tunel	3058	3030		

Tabla 5.14. Parámetros de C4

	P total (Pa)	P estatica (Pa)	P dinamica (Pa)	Flujo másico (kg/s)
tunnel inlet	-500	-2597	2097	59,94
fan inlet	-692	-8370	7678	59,94
fan outlet	2357	-5461	7818	60,23
tunnel outlet	2132	8	2123	-60,19
Δp fan	3049	2910		
Δp tunel	2632	2605		

En este apartado no se muestran las gráficas de como varían los parámetros a lo largo del túnel porque los resultados son similares cualitativamente hablando. Si es importante sin embargo ver como varían las curvas de rendimiento al añadir estos 4 puntos. En las figuras 5.17 y 5.18 pueden verse las curvas de rendimiento para 750 rpm y para 1000 rpm respectivamente:

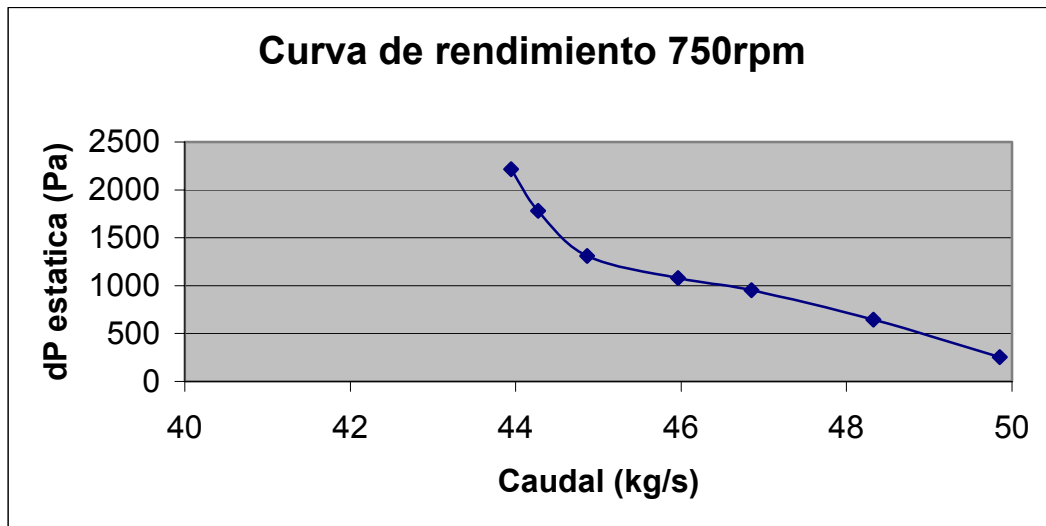


Fig. 5.17. Curva de rendimiento A+C1+C2

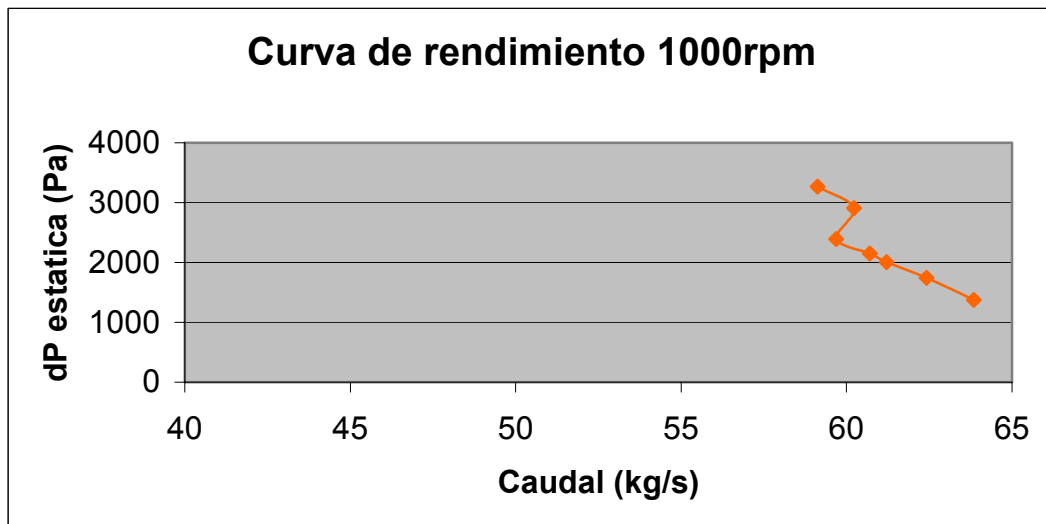


Fig. 5.18. Curva de rendimiento B+C3+C4

Se observa tanto en la figura 5.17 como en la 5.18 como los dos últimos puntos añadidos rompen la tendencia que hasta el momento tenían ambas curvas de rendimiento, es por esta razón que los puntos no han sido incluidos en apartados anteriores.

El hecho de que hayan sido obtenidos con presiones totales a la entrada negativas puede suponer para Fluent Solver un cambio importante en cuanto al planteamiento y la resolución de las ecuaciones y por esta razón los resultados obtenidos no cuadran con los esperados, sin embargo estos puntos también son válidos puesto que muestran como un aumento en la presión estática implica una disminución de caudal igual que en todos los puntos anteriores.

6. CONCLUSIONES

Este trabajo de Final de Carrera ha pretendido estudiar las curvas de rendimiento de los ventiladores con el fin de realizar las de un ventilador concreto. El análisis de los resultados ha llevado a realizar las siguientes conclusiones:

- La curva de rendimiento de un ventilador es un parámetro muy importante ya que define las dos características principales de éstos: caudal y aumento de presión. Es muy importante, además, distinguir entre las zonas estable e inestable de funcionamiento del ventilador puesto que éste se comporta de manera poco óptima en el segundo caso.
- Aunque no resulte posible, mediante las herramientas empleadas, el control directo de una de las variables de la curva de rendimiento, es posible, controlando la presión a la entrada obtener igualmente puntos de ésta. Tanto caudal como aumento de presión siguen unas tendencias claras con la presión total impuesta a la entrada en todas las simulaciones estudiadas. Un aumento en la presión total a la entrada provoca un aumento en el caudal y una disminución en el aumento de presión (tanto estática como total). Esto concuerda con lo esperado puesto que al aumentar la presión total aumenta también la velocidad a la entrada y por tanto el caudal y, manteniendo constante la potencia entregada al ventilador, éste únicamente puede seguir bombeando más cantidad de flujo si disminuye el aumento de presión generado.
- Se observa, para el rango de valores estudiado que, la región de la curva de rendimiento obtenida se encuentra en la zona estable de funcionamiento del ventilador en los dos regímenes de trabajo estudiados. En el caso de 750 rpm, por representar un porcentaje mayor de curva de rendimiento que en el caso de 1000 rpm, los puntos estudiados se acercan más al límite entre zonas hecho que no permite extrapolar a caudales menores.
- De la comparación entre las dos gráficas se puede concluir que en la zona estable del ventilador y para regímenes de trabajo similares existe una única curva de rendimiento adimensional que engloba todas las curvas de los distintos regímenes de giro dentro de unos límites no definidos. Por tanto un conjunto de caudal y aumento de presión a una velocidad de giro concreta podrían ser representados en dicha curva de manera adimensional y compararlos con ella para saber fácilmente si el ventilador es capaz de proporcionarlos. Además conociendo la ecuación de la curva de rendimiento adimensional sería posible encontrar la velocidad de giro exacta a la que debe ir el ventilador para proporcionar un caudal y un incremento de presión dados.

A partir de todo lo concluido puede observarse que existen una gran variedad de temas que podría ser interesante estudiar. De entre ellos los más importantes, y que podrían dar pie a un Trabajo de Final de Carrera son:

- Simulación de la curva de rendimiento de la zona inestable del ventilador y estudio posterior de sus características y de su posible linealidad con respecto al régimen de giro.
- Simulación de la curva de rendimiento del ventilador utilizando únicamente puntos con presiones totales a la entrada negativas para abarcar un rango de caudales menores.
- Estudio de la curva de rendimiento adimensional del ventilador: comportamiento en la zona inestable, búsqueda de los límites inferior y superior de velocidad de giro, posibles aplicaciones, etc.
- Estudio de las distintas curvas de rendimiento en función de otros parámetros que no sean el régimen de giro, como podrían ser el ángulo de inclinación de las palas o la potencia suministrada al ventilador.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Díaz Iriberry, Luís, *Estudio de propulsores para aplicación en túneles de viento*, TFC (2005).
- [2] Anderson, J.D., *Computational Fluid Dynamics. The basics with applications*, Mc Graw Hill (1995).
- [3] Barlow, J.B., Rae, W.H., Pope, A., *Low-speed Wind Tunnel Testing. Third Edition*, John Wiley & Sons, Inc. New York, NY (1999).
- [4] Wallis, R.A., *Axial Flow Fans and Ducts*, Krieger Publishing Company, Malabar, FL (1993).
- [5] *Fluent 6.1 User's Guide*, Fluent, Inc. (2003)

6 de Julio de 2006

Luis Díaz Iriberry, autor del Trabajo Final de Carrera titulado "Estudio de propulsores para aplicación en túneles de viento",

Daniel Crespo Artiaga y Adeline de Villardi de Montlaur, directores del Trabajo Final de Carrera titulado "Estudio de propulsores para aplicación en túneles de viento"

autorizan a Ana Fernández García para que utilice datos generales de las dimensiones del ventilador, no entrando en detalles de diseño, así como para que incluya las figuras que considere necesarias en su Trabajo Final de Carrera "Simulación de la curva de rendimiento de un ventilador".

Firmado:



Luis Díaz Iriberry



Daniel Crespo Artiaga



Adeline de Villardi de Montlaur